



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ**

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**NÁVRH TOPOLOGICKY OPTIMALIZOVANÉ TĚHLICE PRO  
ZÁVODNÍ PNEUMOBIL**

DESIGN OF TOPOLOGICALLY OPTIMIZED UPRIGHT FOR PNEUMOBIL RACE CAR

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Milan Mende**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Ondřej Vaverka**

**BRNO 2019**



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování  
Student: **Milan Mende**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Vaverka**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Návrh topologicky optimalizované těhlice pro závodní pneumobil

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Snižování hmotnosti tzv. neodpružených hmot na závodních vozech je důležitou součástí zlepšování jejich jízdních vlastností a ovladatelnosti. Neodpružené hmoty nejsou od vozovky odděleny tlumičem, a jsou to tedy hlavně součásti zavěšení kol, jako například těhlice. Při spojení topologické optimalizace a aditivních technologií ji lze navrhnout s minimální hmotností a maximální tuhostí.

Typ práce: vývojová – konstrukční

### Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je návrh a aditivní výroba topologicky optimalizované těhlice pro závodní vůz pneumobil.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- definice návrhového prostoru pro díl,
- optimalizační výpočet a tvorba CAD dat,
- MKP ověřovací výpočet,
- výroba dílu.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, fotografická dokumentace, digitální data.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

[http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP\\_DP/Zasady\\_VSKP\\_2019.pdf](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2019.pdf)

**Seznam doporučené literatury:**

ZVONÍČEK, J. Návrh předního závěsu kol a úprava řízení závodního pneumobilu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 55 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Matúš Ranuša.

VAVERKA, O. Optimalizace těhlice Formule Student pro výrobu SLM technologií. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 94 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato práce řeší návrh odlehčených předních těhlic pneumobilu Javelin pomocí topologické optimalizace a jejich následnou výrobu aditivní technologií Selective Laser Melting. Materiálem, ze kterého jsou těhlice vyrobeny, je hliníková slitina AlSi10Mg. Topologicky optimalizované díly mají splňovat minimální bezpečnost 2, proto jsou návrhy podrobeny MKP napěťové a deformační analýze, při které je tato bezpečnost ověřena a stanovena maximální deformace. Vzhledem k parametrům brzdové soustavy byly navrženy dvě nesymetrické těhlice. Přesnost výroby byla ověřena prostřednictvím optické digitalizace. Obrobené těhlice byly připevněny na pneumobil a otestovány přímo na vozidle. Při testech ani následných závodech nedošlo k žádnému meznímu stavu a ukázaly se tak jako funkční. Hmotnost levé těhlice byla snížena z 1 609 g na 758 g, pravá byla odlehčena na 741 g.

## KLÍČOVÁ SLOVA

těhlice, topologická optimalizace, MKP, Selective Laser Melting, pneumobil

## ABSTRACT

This thesis deals with the design of lightweight front uprights of pneumobile Javelin using topology optimization, followed by manufacturing by additive technology Selective Laser Melting. Aluminium alloy AlSi10Mg was used. Topology optimized parts should have met the requirement of minimal safety factor equal to 2, therefore the stress strain analysis was performed using FEM. The maximal deformation was determined and the safety factor obtained. Two unsymmetrical uprights were designed due to parameters of the brake system. The precision of manufacturing was verified by optical digitization. Machined uprights were mounted on the pneumobile and tested directly on the vehicle. No limit states were observed during testing and subsequent races, so they proved to be fully functional. Weight of the left upright was reduced from 1 609 g to 758 g, the right one was lightened to 741 g.

## KEYWORDS

upright, topology optimization, FEM, Selective Laser Melting, pneumobile



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MENDE, Milan. *Návrh topologicky optimalizované těhlice pro závodní pneumobil*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116360>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ing. Ondřej Vaverka.





## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu své bakalářské práce Ing. Ondřeji Vaverkovi za odborné vedení, přínosné rady, ochotu a věnovaný čas nad rámec jeho povinností. Dále bych rád poděkoval členům TU Brno Racing Team za konzultace a pomoc při řešení problematiky. Vřelé díky patří mé přítelkyni Haně Zbořilové především za její trpělivost a neochvějnou podporu. Nakonec bych rád poděkoval i své rodině a blízkým přátelům za jejich podporu a pochopení.

## PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Ondřeje Vaverky. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>14</b>
2.1	Těhlice	14
2.1.1	Geometrie nápravy pneumobilu Javelin	14
2.1.2	Těhlice pneumobilu Javelin	16
2.1.3	Zatížení těhlice pneumobilu Falcon	17
2.2	Topologická optimalizace	17
2.2.1	Metody topologické optimalizace	17
2.2.2	Software	18
2.3	Selective Laser Melting	19
2.3.1	Preprocessing	19
2.3.2	Stavba	19
2.3.3	Postprocessing	20
2.3.4	SLM tiskárna na ÚK	21
2.3.5	AlSi10Mg	21
2.3.6	Tepelné zpracování	22
<b>3</b>	<b>ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>23</b>
3.1	Analýza problému	23
3.2	Cíl práce	23
<b>4</b>	<b>KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>24</b>
4.1	Definice návrhového prostoru pro díl	24
4.2	Topologická optimalizace	25
4.2.1	Zatížení	26
4.2.2	Zátěžné stavy optimalizace	27
4.2.3	První iterace topologické optimalizace	28
4.2.4	Druhá iterace topologické optimalizace	29
4.3	Tvorba CAD dat	30
4.3.1	PolyNURBS	30
4.3.2	Koncept ramene řízení	31
4.4	MKP analýza	32
4.4.1	Příprava geometrie	33
4.4.2	Nastavení analýzy	33
4.4.3	Výsledek analýzy	34

4.5	Rapid prototyping	35
4.5.1	FDM	35
4.5.2	Prototyp	36
4.5.3	Montáž na pneumobil	36
<b>5</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>38</b>
5.1	Finální návrh levé těhlice	38
5.2	Kontrola MKP výpočtem	39
5.2.1	Nastavení výpočtu	39
5.2.2	Vzpěrná stabilita	40
5.2.3	Výsledky MKP výpočtů	40
5.3	Návrh pravé těhlice	43
5.3.1	Natočení třmene	43
5.3.2	Změna geometrie	43
5.3.3	Kontrola MKP výpočtem	44
5.3.4	Prototyp	45
5.4	Výroba těhlic	45
5.4.1	Aditivní výroba	45
5.4.2	Postprocessing	46
5.4.3	Optická digitalizace	46
5.4.4	Porovnání výsledků	46
5.4.5	Obrobení	47
<b>6</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>49</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>51</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>52</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>55</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>57</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>59</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>60</b>
	<b>FOTODOKUMENTACE</b>	<b>61</b>

# 1 ÚVOD

Aventics Pneumobile Competition je mezinárodní soutěž monopostů poháněných stlačeným vzduchem. Závod vznikl v roce 2008 v maďarském Egeru, kde sídlí firma Aventics Hungary Kft., jako projekt pro budoucí inženýry, kteří tak mají možnost vyvinout a zkonstruovat vozidlo s alternativním pohonem. Do této soutěže se v roce 2012 poprvé zapojil studentský tým z VUT v Brně a každým následujícím rokem vyvíjel nové nebo zdokonaloval starší monoposty. V současné době se tým z brněnské techniky nazývá Pneumobil Racing Team Brno a soutěží se dvěma závodními vozy, novějším Falconem a starším Javelinem.

Stejně jako v jiných odvětvích motorsportu je i v této kategorii cílem konstruktérů vyvinout vozidlo s co největším zrychlením. Způsobů, kterými lze dosáhnout zlepšení, je hned několik. Zvyšování výkonu pohonné jednotky, snižování aerodynamického odporu nebo snižování hmotnosti patří mezi nejvyužívanější. Velký důraz se klade na snižování váhy neodpružené hmoty, která zhoršuje jízdní vlastnosti.

Silným nástrojem v oblasti redukce hmotnosti se jeví stále častěji využívaná topologická optimalizace. Tato výpočetní metoda řeší rozložení napětí v zatížených součástech a odebírá materiál tam, kde je prakticky zbytečný. Díky tomu jsou konstruktéři všech strojírenských odvětví schopni navrhovat lehčí komponenty při stejné tuhosti.

Tvary vzniklé při optimalizačním výpočtu mohou být tzv. bionické struktury, které je nemožné vyrobit pomocí konvenčních obráběcích nebo tvářecích metod. S topologickou optimalizací jde proto ruku v ruce rozvoj aditivních technologií. Mezi nejpoužívanější metody 3D tisku kovů patří Selective Laser Melting (SLM), při které je kovový prášek spékán laserem vrstvu po vrstvě. Škála kovů, které lze touto metodou zpracovat, je poměrně rozmanitá. Nejčastější jsou slitiny hliníku, titanu nebo oceli. Na Ústavu konstruování na VUT je nejvyužívanější původně slévárenská hliníková slitina AlSi10Mg.

V rámci bakalářských a diplomových prací na VUT byla již několikrát využita topologická optimalizace společně s aditivní výrobou za účelem návrhu těhlic pro závodní monopost kategorie Formule Student. Těhlice pneumobilu Javelin se proto jeví jako ideální kandidáti pro odlehčení a ověření metodiky návrhu topologicky optimalizovaných dílů.

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 2.1 Těhlice

Nosič kola, neboli těhlice, je jednou z komponent podvozku kolových vozidel. Do těhlice jsou běžně nalisována ložiska společně s nábojem kola, na kterém je uložen disk s pneumatikou a brzdový kotouč. Další součást, která je připevněna k těhlici, je brzdový třmen. V případě lichoběžníkové nápravy, která je použita na pneumobilu Javelin, je těhlice k rámu vozu připevněna kratším horním příčným ramenem a delším dolním příčným ramenem. K těhlicím řídící nápravy je navíc připevněno řídící rameno, které je součástí mechanismu řízení [1].

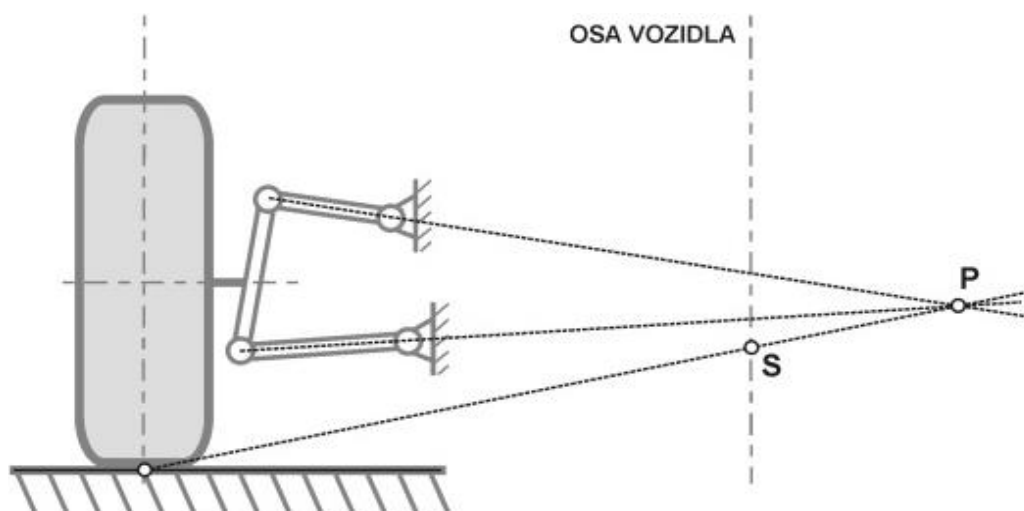
Významnou roli v chování podvozku, a tím i celého vozidla, hraje neodpružená hmota, do které spadají mimo jiné i těhlice. Neodpruženou hmotou se rozumí veškerá hmota, která není od vozovky oddělena tlumičem nebo pružinami [1]. Při konstrukci každého vozu je snahou tuto hmotu co nejvíce odlehčit, ale zachovat nebo zvýšit tuhost. Snížením hmotnosti neodpružených částí vozu se sníží nežádoucí účinky kmitání, a tím se zlepší jízdní vlastnosti a komfort řidiče.

#### 2.1.1 Geometrie nápravy pneumobilu Javelin

Vývojem prvních pneumobilů na VUT se zabývali Podhorský [2] a Stodolák [3]. Ani jeden se ve své diplomové práci nezabýval geometrií ani konstrukcí náprav a oba zvolili shodně tuhou nápravu bez odpružení. Tento trend pokračoval i u dalších zkonstruovaných pneumobilů pojmenovaných Blowfish a Whirlwind, u kterých se už ale kladl větší důraz na geometrii náprav. Při modernizaci vozidla Whirlwind zvažoval Zvoníček ve své bakalářské práci [4], zda nepoužít nápravu s nezávislým zavěšením kol. Zvoníček nakonec zvolil opět tuhou nápravu, protože použití lichoběžníkové nápravy by vyžadovalo větší zásahy do již vyrobeného vozu.

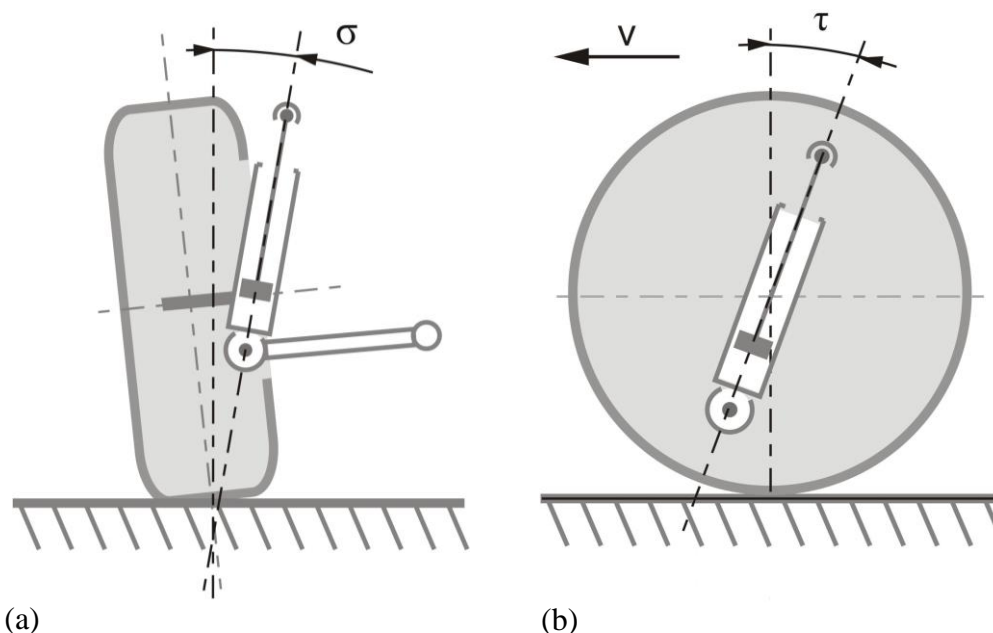
Po nehodě, která se stala během závodu v Maďarsku, kdy došlo k překlopení vozidla při průjezdu zatáčkou, bylo zjištěno, že jedním z aspektů vedoucích k překlopení byla právě tuhá náprava. U tuhé nápravy se při přejezdu nerovnosti naklápí obě kola současně, což vede ke snížení stability a zhoršení ovladatelnosti.

Na dalším zkonstruovaném monopostu Javelin už byla použita lichoběžníková náprava s nezávislým zavěšením kol, viz obr. 2-1. Poprvé byly také použity tlumiče. Díky těmto změnám došlo k výraznému zlepšení jízdních vlastností. Nejnovější pneumobil Falcon vznikl na základě poznatků z Javelinu v rámci výuky a je popsán v závěrečné práci projektu [5].



**obr. 2-1** Kinematické schéma lichoběžníkové nápravy,  $P$  je okamžitý bod klopení kola,  $S$  je bod klopení karoserie [6].

Jedním z parametrů geometrie nápravy je příklon rejdové osy. Příklon zajišťuje stabilitu vozidla při průjezdu zatáčkou [1]. Na Whirlwindu byl tento úhel  $5^\circ$ , ale po špatných zkušenostech byl na Javelinu zvětšen na  $11^\circ$ . Vracení kol do přímé polohy po průjezdu zatáčkou zajišťuje záklon, který byl z  $20^\circ$  snížen na  $12^\circ$ . Další parametry jako odklon či sbíhavost zvolili konstruktéři pneumobilu nulové, protože by změny v této geometrii neměly žádný významný kladný vliv na řízení [5]. Řešení geometrie nápravy není předmětem této práce, ale je nutné na ni brát zřetel při volbě souřadného systému, definici zatížení a kinematických bodů.

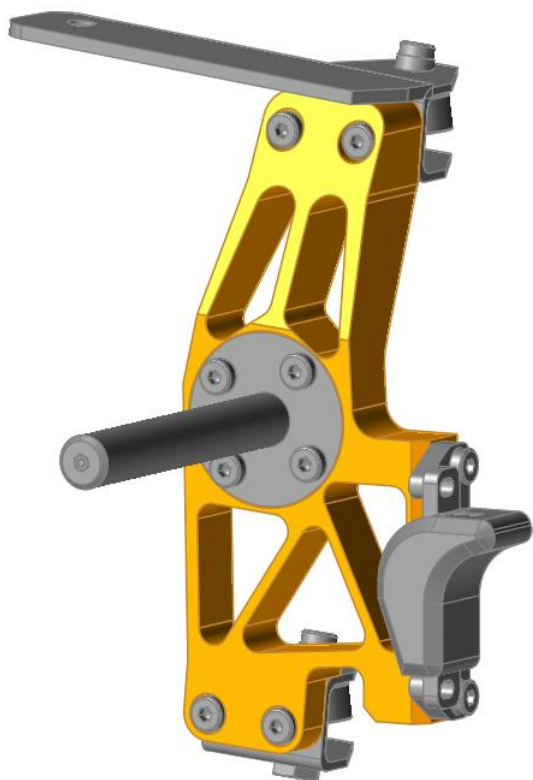


**obr. 2-2** Geometrie nápravy: a) příklon rejdové osy  $\sigma$  [7]; b) záklon rejdové osy  $\tau$  [8, upraveno].

### 2.1.2 Těhlice pneumobilu Javelin

Javelin má frézované těhlice z hliníkové slitiny EN AW 2007 [5]. V horní i dolní části jsou přišroubovány dvě příruby z běžné konstrukční oceli, ve kterých jsou uchycena ramena nápravy pomocí kloubových ložisek, tzv. uniballů. K horní přírubě je přivařeno rameno z plechu, na jehož konci je uchyceno rameno řízení. Brzdový kotouč a kolo s výpletem jsou uloženy na ose, která je s těhlicí spojena čtyřmi šrouby. Vizualizace modelu levé těhlice je na obr. 2-3.

Brzdový třmen je na levé a pravé těhlici umístěn rozdílně. Na levé se nachází v zadní části těhlice, zatímco na pravé je umístěn vepředu. Toto uspořádání zhoršuje jízdní vlastnosti při brzdění, jelikož na každém kole má brzdná síla jiný směr, tím pádem je jedno kolo nadlehčováno a druhé přitlačováno k vozovce. Nevhodné umístění třmenů je opodstatněno tím, že Pneomobil Racing Team Brno používá cyklistické brzdy, které se vyrábí jen v levém provedení, protože u jízdního kola nemá žádný význam rozlišovat pravou a levou brzdou.



obr. 2-3 CAD model původní levé těhlice.



### 2.1.3 Zatížení těhlice pneumobilu Falcon

Pro Javelin ani jeho předchůdce neexistuje žádná dokumentace zabývající se zatížením předních kol, proto bude v této práci použito zatížení ze zprávy [5] dokumentující vývoj novějšího pneumobilu Falcon. V práci pneumobil týmu je definován a analyzován pouze jeden zátěžný stav, a to „Prudké brzdění při průjezdu zatáčkou“. Tento stav je nejkritičtější, jaký může teoreticky nastat. Na trati závodu [9] se nevyskytují žádné prudké zatáčky, které by naznačovaly, že takový stav nastane. Díl vyrobený na základě této analýzy bude mít daleko vyšší bezpečnost, než je nezbytně nutné, a tím i vyšší hmotnost a cenu.

Diplomová práce Vaverky [10] a bakalářská práce Míši [11] se zabývají návrhem těhlic na monopost soutěže Formule Student, které se účastní TU Brno Racing Team z VUT. Na závodním monopostu této kategorie se šetří každý gram a bezpečnost se navrhuje tak, aby díly vydržely pouze několik závodů během jedné sezóny. Oba proto uvažovali zvlášť stavy „Prudké brzdění“ a „Průjezd zatáčkou“, Míša navíc „Přejezd nerovnosti“ a „Prudká akcelerace“. Nerovnosti se na trati pneumobilového závodu vyskytují, ale Míša podložil MKP analýzou, že tento zátěžný stav je vzhledem k ostatním zanedbatelný. Zatížení prudkou akcelerací má své opodstatnění na hnací nápravě, na kterou Míša navrhoval těhlici. Hnaná náprava je při akceleraci nadlehčována, a proto postrádá smysl na ní tento stav uvažovat.

## 2.2 Topologická optimalizace

Strukturální topologická optimalizace řeší pomocí numerických metod optimální rozložení materiálu v prostoru tak, aby byla výsledná struktura schopna snést požadované zatížení a zároveň splňovala konstrukční požadavky. Optimalizace může být zaměřena například na snížení váhy nebo maximální tuhost.

Základ moderní topologické optimalizace vydali v roce 1988 M. P. Bendsøe a N. Kikuchi. Ve svém článku [12] se zabývali výpočtem vlastností anizotropního materiálu metodou homogenizace, která se stala základem pro pozdější vývoj optimalizačních metod.

### 2.2.1 Metody topologické optimalizace

V průběhu desítek let výzkumu zaměřeném na topologickou optimalizaci bylo vyvinuto velké množství numerických metod. Vývoj se ubíral několika směry a lišil se v přístupu k optimalizaci, mezi které patří hustotní [12], hladinové [13], evoluční přístupy [14] a přístupy topologických derivátů [15] a fázových polí [16]. Nejpoužívanějšími metodami se staly hustotní SIMP a evoluční ESO, protože mají oproti ostatním vysokou časovou i výpočetní efektivitu.

Metoda ESO (*Evolutionary Structural Optimization*) je založena na pevnostním MKP výpočtu. Optimalizovaný prostor je zatížen a jsou vypočteny napětí a deformace jednotlivých elementů sítě. Následně jsou odstraněny prvky s nejmenší hodnotou a proces se opakuje [17]. Širšímu využití metody brání dlouhodobý spor o optimálnosti řešení navrženého touto metodou.

SIMP (*Solid Isotropic Material with Penalization*) je gradientní metoda, která v optimalizované oblasti přiřazuje jednotlivým elementům sítě hodnoty z intervalu 0-1, které určují podíl hustoty na daném elementu. Konvergence k hodnotám 0 a 1, které jsou ideálním řešením této metody, je zajištěna pomocí penalizačního parametru [17]. Tato metoda je pro svou přesnost a rychlost konvergence k výsledku využívána ve všech optimalizačních softwarech.

## 2.2.2 Software

S rozvojem aditivních technologií jde ruku v ruce vývoj softwarů podporující topologickou optimalizaci. Rozborem dostupných optimalizačních programů se zabýval ve své diplomové práci Kopřiva [18]. Výčet některých softwarů je níže:

- OptiStruct™ – výpočetní jádro společnosti Altair, které je používáno v softwaru SolidThinking Inspire
- MSC.NASTRAN™ – univerzální MKP řešič od společnosti MSC Software, který je vhodný pro rozsáhlé analýzy
- Tosca – výpočetní program, který nutně potřebuje jiné výpočetní jádro, například Abaqus, Ansys nebo MSC.NASTRAN™
- Ansys – nejznámější MKP řešič obsahuje možnost topologické optimalizace v rámci softwaru Ansys Mechanical
- Genesis – optimalizační software vhodný pro automotive

Mimo tyto speciální softwary se objevuje topologická optimalizace i v běžně používaných CAD modelářích. Mezi takové programy patří například Autodesk Inventor nebo Solidworks.

## 2.3 Selective Laser Melting

Tvary navržené pomocí topologické optimalizace jsou v drtivé většině vyrobitelné pouze pomocí aditivních technologií. Pro 3D tisk součástí z kovu je jednou z nejvyužívanějších metod Selective Laser Melting (SLM), při které je nanášena tenká vrstva (20–100  $\mu\text{m}$ ) [19] kovového prášku, který je následně spékán laserovým paprskem. Proces výroby dílu pomocí metody SLM lze rozdělit do tří fází, a to na přípravu stavby (*Preprocessing*), samotnou stavbu a následné opracování vytištěného dílu (*Postprocessing*).

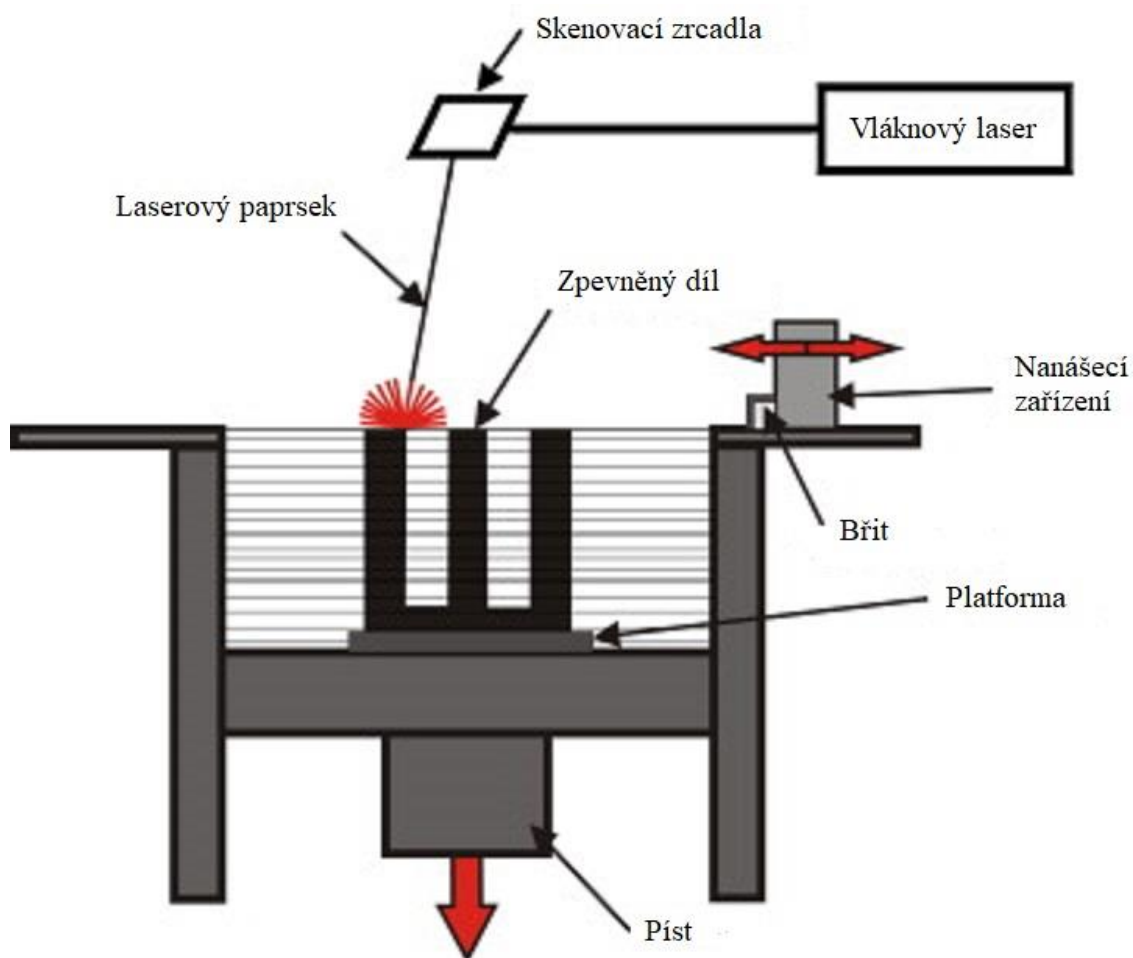
### 2.3.1 Preprocessing

V první fázi výroby je potřeba připravit CAD data ve formátu, který bude kompatibilní se softwarem 3D tiskárny. Nejčastějším formátem pro 3D tisk je STL. V softwaru pro přípravu k 3D tisku je poté díl umístěn na virtuální tiskovou platformu a natočen tak, aby měl co nejvýhodnější polohu z hlediska množství potřebných podpor a počtu vrstev.

Snížením počtu vrstev potřebných pro vytisknutí součásti se snižuje množství přebytečného prášku, který se poté musí recyklovat, a zároveň klesá čas potřebný pro výrobu, a tím i náklady na provoz stroje. Množství použitého prášku ovlivňují podpůrné struktury, které se umísťují pod součást v místech, která nejsou samonosná, tzn. svírají s platformou úhel menší než 45°. Podpory zároveň slouží k upevnění dílu k platformě a zabraňují vzniku deformací vlivem vnitřních napětí, a tím zvyšují geometrickou přesnost [10]. Podpůrné struktury jsou téměř jediným odpadním materiálem vznikajícím při 3D tisku kovů.

### 2.3.2 Stavba

Na začátku stavby je kovový prášek přesypán do hlavního zásobníku, ze kterého je následně dávkován do nanášecího zařízení. Z něj je na stavební platformu nanášena tenká vrstva prášku, která je zároveň uhlazena břitem na nanášecím zařízení. Nanesená vrstva je poté vyfocena a počítač vyhodnotí, zda při nanesení nedošlo k chybě. V případě, že by se nalezená chyba ukázala jako větší než povolená, tak bude nanášení zopakováno. Pokud se chybu nepodaří odstranit, je tisk pozastaven. Správně nanesená vrstva je následně spékána pomocí laseru, stavební platforma klesne o výšku vrstvy a celý proces se znova opakuje. Schéma výroby SLM technologií je na obr. 2-4.



obr. 2-4 Schéma aditivní výroby metodou SLM [20, upraveno].

### 2.3.3 Postprocessing

Při aditivní výrobě vznikají vnitřní napětí a tvarové deformace. Tato negativa je možné alespoň částečně odstranit pomocí tepelného zpracování, nejčastěji žháním. Vliv na mechanické vlastnosti se u různých kovů liší. Tepelné zpracování nejpoužívanější slitiny pro SLM výrobu AlSi10Mg je popsáno dále v kapitole 2.3.6.

Vytisknutý díl je po tepelném zpracování potřeba mechanicky oddělit od stavební platformy a odstranit z něj podpůrné struktury. Tiskem vzniká povrch s velkou drsností, proto je nezbytné obrobit funkční plochy na CNC centrech. K upnutí nekonvenčních tvarů do stroje je nutné navrhnout a vyrobit obráběcí přípravek.

### 2.3.4 SLM tiskárna na ÚK

Ústav konstruování na VUT používá ke kovovému tisku tiskárnu SLM 280 HL (viz obr. 2-5) od společnosti SLM Solution GmbH. Tato tiskárna má stavební prostor o rozměrech 280×280×350 mm a prášek spéká laserem o výkonu 400 W [21]. Vlivem inertní atmosféry N<sub>2</sub> by při tisku neměly vznikat oxidy tištěného kovu, a tím lze docílit vysoké čistoty materiálu. Při optimálních podmínkách tisku lze dosáhnout relativní hustoty zaplnění až 99,9 % [19].



obr. 2-5 Tiskárna SLM 280 HL v laboratoři na Ústavu konstruování.

### 2.3.5 AlSi10Mg

Slitina AlSi10Mg byla původně využívána ve slévárenství, ale pro svou dobrou svařitelnost a tepelnou vodivost se stala nejpoužívanější hliníkovou slitinou při SLM výrobě. Díky svým mechanickým vlastnostem a nízké hustotě bývá používána v automobilovém a leteckém průmyslu.

Mechanické vlastnosti slitiny se liší podle toho, jakou metodou je zpracována. Rozdíl mezi vlastnostmi odléváním a SLM vyrobených vzorků je zpracován v článku [22]. Výčet nejdůležitějších vlastností pro návrh těhlic je uveden v tab. 2-1.

**tab. 2-1** Mechanické vlastnosti slitiny AlSi10Mg [22].

Charakteristika	Hodnota
$E$	68 GPa
$\mu$	0,33
$Re$	240 MPa
$\rho$	2 680 kg·m <sup>-3</sup>

### 2.3.6 Tepelné zpracování

Změny mechanických vlastností vlivem tepelného zpracování byly zkoumány v rámci článku [23]. Testováno bylo 5 způsobů tepelného zpracování s různými teplotami a prodlevami na této teplotě. Výsledky byly poté porovnávány s vlastnostmi tepelně nezpracovaného vzorku. Bylo zjištěno, že nejvhodnějším tepelným zpracováním AlSi10Mg je kalení a následné umělé stárnutí, kdy dochází k mírnému navýšení meze kluzu, ale zároveň výrazně klesá mez pevnosti. Doporučena byla kombinace rozpouštěcího žíhání při teplotě 510 °C po dobu 6 min s následným zakalením ve vodě a umělého stárnutí při teplotě 175 °C po dobu 4 hodin. Výsledná mez kluzu se zvýší na 250 MPa.

## 3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

### 3.1 Analýza problému

Návrhem těhlic se každoročně zabývají členové souběžného projektu Formule Student. Jejich bakalářské a diplomové práce na toto téma potvrzují skutečnost, že je tato problematika zvládnuta. Na základě vybraných prací od Míši [11] a Vaverky [10], ve kterých je zpracován detailní vývoj topologicky optimalizovaných těhlic, byl stanoven postup návrhu. Tyto dvě práce byly společně s technickou zprávou studentů navrhujících Falcon [5] základem pro výběr relevantních zátěžných stavů pro těhlice hnané nápravy pneumobilu. Těmito zátěžnými stavy byly „Brzdění“ a „Průjezd zatáčkou“.

Geometrií a návrhem nápravy Javelinu se nezabývala žádná práce, ale dostatečné informace bylo možné dohledat v technické zprávě [5] a bakalářské práci Zvoníčka [4]. Nejdůležitějším poznatkem byly úhly záklonu a příklonu, na jejichž základě byl definován souřadný systém využívaný ke správnému umístění působišť sil. Tyto síly byly převzaty ze zprávy o Falconu [5] a díky požadované minimální bezpečnosti 2 bude možné tyto síly použít na Javelin.

Požadavkem týmu je redukce váhy těhlic, která činí se všemi prvky 1 609 g na jeden kus. Váha těhlic závodních monopostů se pohybuje okolo 500 g, proto bude snahou se této hodnotě přiblížit. Odlehčení bude provedeno topologickou optimalizací. Rozborem některých softwarů sloužících k optimalizaci se zabýval ve své práci Kopřiva [18]. Programy z jeho výčtu využívali i výše zmínění Míša [11] a Vaverka [10], proto bude k optimalizaci použit software SolidThinking Inspire, kterým optimalizoval posledně jmenovaný.

K aditivní výrobě byla z důvodu dostupnosti na Ústavu konstruování zvolena metoda SLM společně s hliníkovou slitinou AlSi10Mg. Slitina je na ÚK dlouhodobě zkoumána a testována. Jedním z objektů zkoumání bylo tepelné zpracování [23], při kterém byla navržena nejvhodnější metoda kalení s následným umělým stárnutím.

### 3.2 Cíl práce

Cílem bakalářské práce je navrhnout funkční topologicky optimalizované těhlice pro závodní pneumobil Javelin a následně je vyrobit pomocí aditivní technologie. Dílčí cíle jsou definice návrhového prostoru pro díly, provedení optimalizačního výpočtu, tvorba CAD dat, následná kontrola pomocí MKP analýzy a samotná výroba těhlic.

## 4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

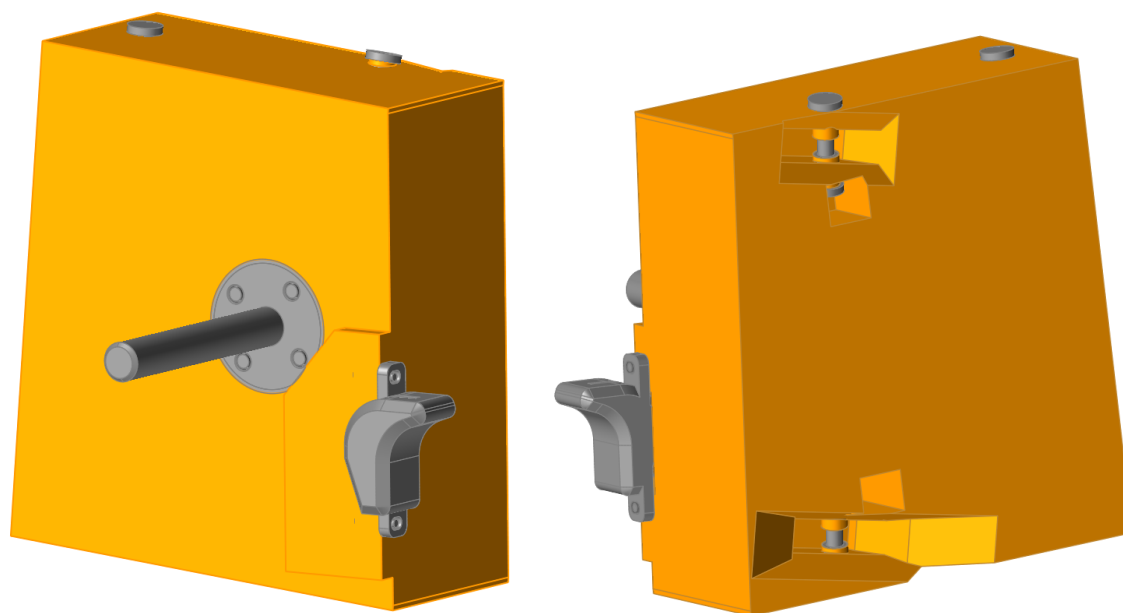
Vzhledem ke konstrukčnímu řešení současných těhlic, jak bylo zmíněno dříve, je nemožné, aby byly těhlice symetrické. Tato kapitola se bude věnovat návrhu levé těhlice, jelikož na ni lze třmen bez komplikací připevnit. Z tohoto konceptu bude vycházet návrh těhlice pravé, kterým se bude zabývat další kapitola.

### 4.1 Definice návrhového prostoru pro díl

Základem pro topologickou optimalizaci je definování návrhového prostoru, tzv. obálky. Tato obálka by měla být tvarově jednoduchá a mít co největší objem, aby mohla optimalizace najít nejvhodnější rozložení materiálu. Zároveň musí mít tvarové a rozměrové prvky, které je nezbytné zachovat.

Obálkový díl, který lze vidět na obr. 4-1, byl vytvořen v softwaru Autodesk Inventor Professional 2017 na základě CAD modelu přední nápravy pneumobilu. Nahrazena byla původní těhlice, všechny příruby a rameno řízení, naopak zachováno bylo umístění osy kola, brzdového třmene, upnutí ramene řízení a horního a dolního ramene nápravy.

Byl brán zřetel i na natáčení kol do zatáčky, aby nedocházelo ke kolizi s rameny, a pro pružení při přejezdu nerovnosti. Úhly natočení byly změřeny přímo na vozidle, kdy se kola natáčí do vnitřní zatáčky o  $42^\circ$  a do vnější o  $28^\circ$ . Pro pružení bylo kontrolováno podle modelu nápravy.



obr. 4-1 Návrhový prostor pro díl (oranžově) společně s ponechanými součástmi.

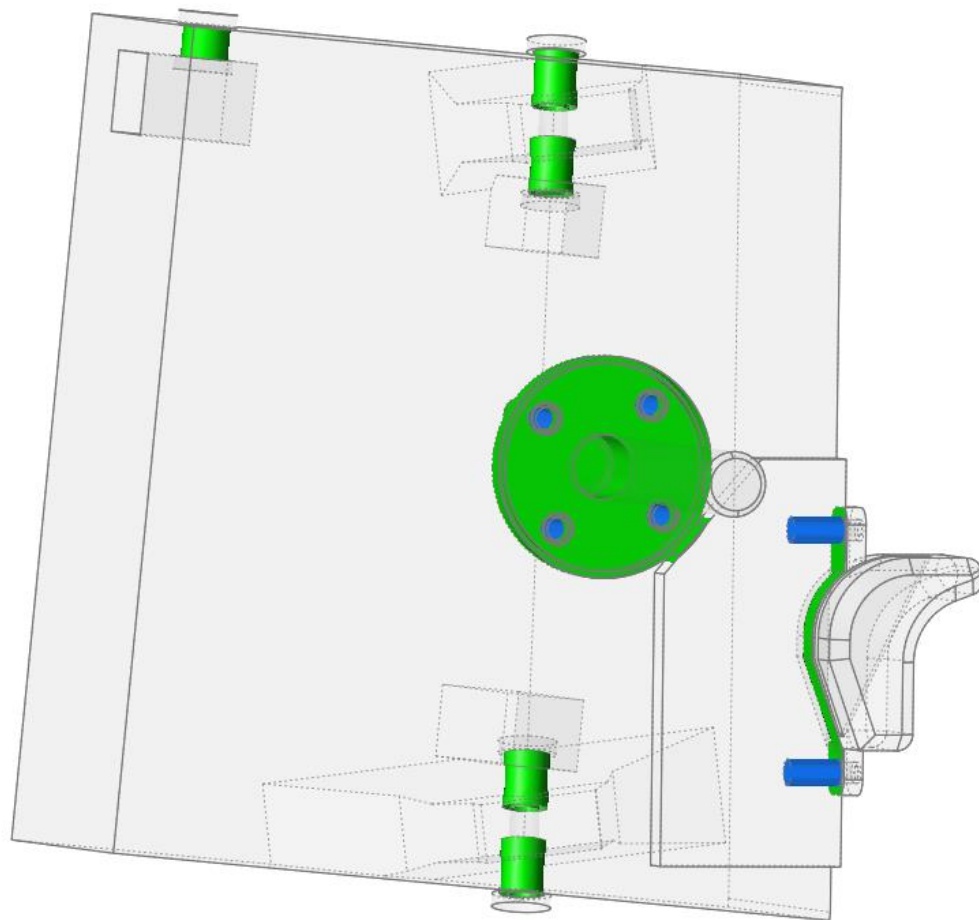


## 4.2 Topologická optimalizace

Pro topologickou optimalizaci byl využit software SolidThinking Inspire 2018. Použitá optimalizační metoda SIMP je popsána v kapitole 2.2.1. Inspire má velmi omezené nastavení optimalizace, ale pro tento účel postačující.

Vstupem byla importovaná sestava ve formátu STEP. Sestava se skládala z obálky, osy kola, brzdového třmene a zachovaných šroubů. Obálce byl nastaven materiál AlSi10Mg, ostatním částem konstrukční ocel. Obálka byla definována jako tzv. *Design Space*, což je v Inspiru prostor, který má být optimalizován.

Inspire rozlišuje tři druhy kontaktů mezi součástmi sestavy, a to *Bonded* (pevný spoj), *Contacting* (kontakt bez tření) a *No Contact* (bez dotyku). V místech šroubových spojů byly zvoleny kontakty *Bonded*, v ostatních místech pak *Contacting*.

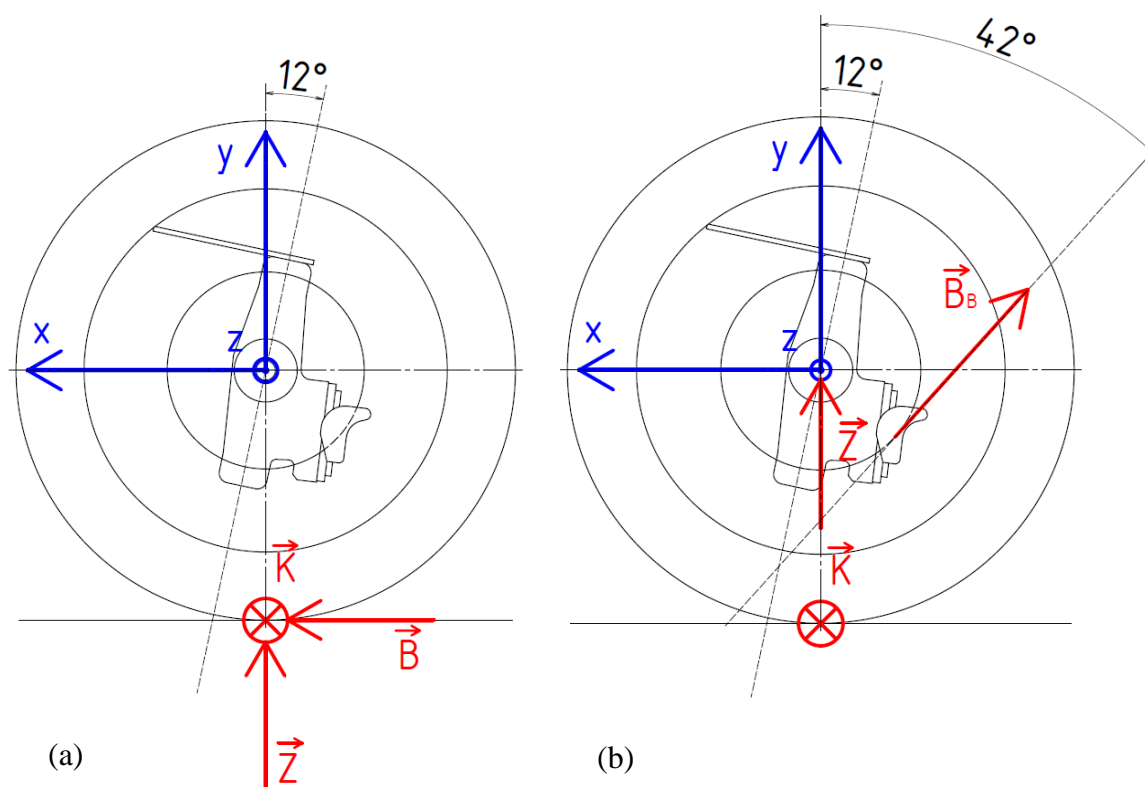


**obr. 4-2** Nastavení kontaktů v prostředí SolidThinking Inspire. Zelené plochy představují kontakt typu *Contacting*, modré jsou *Bonded*.

Důležitým faktorem při MKP výpočtu je volba vazeb a omezení počtu stupňů volnosti v dané vazbě. V místě uchycení horního ramene byla zvolena pevná vazba, která omezuje všechny stupně volnosti. Na dolním rameni byl povolen pohyb ve směru osy  $y$ . Poslední vazba byla umístěna v uchycení ramene řízení. Tato vazba zabráňovala pohybu směrem k vozidlu, respektive ve směru osy tyče řízení. S volbou vazeb souvisí určení souřadného systému, který byl umístěn tak, aby kladná osa  $z$  byla totožná s osou kola a směřovala ven z těhlice. Kladný směr osy  $y$  byl zvolen na základě záklonu a příklonu rejdové osy popsané v kapitole 2.1.1. Osa  $x$  má kladný směr totožný se směrem jízdy. Počátek byl umístěn do vnějšího osazení na hřídeli.

#### 4.2.1 Zatížení

Zátěžné síly byly po zadání ze strany pneumobilu převzaty ze zprávy o vývoji Falconu [5]. Toto zatížení lze použít na Javelin díky požadované bezpečnosti 2. Ze silové rovnováhy jsou vypočteny reakční síly, které působí v místě kontaktu kola s vozovkou. Svislá síla od váhy vozidla na jedno kolo přední nápravy byla vypočtena na  $Z = 588,6$  N. Klopná síla při průjezdu zatáčkou směřující podél osy kola byla stanovena na  $K = 392,4$  N. Reakční brzdná síla vypočtená členy týmu byla  $B = 353,16$  N. Síly jsou znázorněny na obr. 4-3.



**obr. 4-3** Zobrazení zatížení: a) reakční síly v místě kontaktu kola s vozovkou; b) síly aplikované v místě jejich reálného působení.

Zatížení pro optimalizaci bylo aplikováno v místech, kde síly reálně působí na těhlici, nikoliv kde vznikají reakce. Z tohoto důvodu bylo přesunuto působíště síly  $Z$  do středu osy kola. Z hlediska silové i momentové rovnováhy vzhledem k souřadnému systému umístěném na ose kola je toto posunutí ekvivalentní původnímu zatížení. Působíště klopné síly zůstalo zachováno.

Brzdná síla zatěžuje těhlici v brzděném třmení a směřuje tečně na brzdový kotouč. Nová síla byla přepočtena přes brzdový moment pro kolo o průměru 508 mm a brzdový kotouč s průměrem 203 mm:

$$B_B = B \cdot \frac{d_k}{d_B} = 353,16 \text{ N} \cdot \frac{508 \text{ mm}}{203 \text{ mm}} = 883,7 \text{ N}, \quad (1)$$

kde  $B_B$  je brzdná síla působící na brzděném třmení,  $B$  odpovídá reakční síle původního zatížení,  $d_k$  je průměr kola a  $d_B$  je průměr brzdového kotouče.

Pro jednodušší parametrické zadání zatížení do Inspiru byla brzdná síla rozdělena do směrů os  $x$  a  $y$  souřadného systému. Odklon tečné síly od osy  $y$  byl v CAD modelu změřen na  $42^\circ$ .

$$B_{Bx} = B_B \cdot \sin \alpha = 883,7 \text{ N} \cdot \sin 42^\circ = 591,4 \text{ N}, \quad (2)$$

$$B_{By} = B_B \cdot \cos \alpha = 883,7 \text{ N} \cdot \cos 42^\circ = 656,8 \text{ N}, \quad (3)$$

#### 4.2.2 Zátěžné stavy optimalizace

Oproti klasické MKP analýze lze při topologické optimalizaci zadat Inspiru několik zátěžných stavů najednou. Software pak spočítá optimální rozdělení materiálu pro jednotlivé stavy a spojí je do jednoho výstupu.

Zátěžné stavy byly zvoleny dva, a to „Průjezd zatáčkou“ a „Brzdění“. Rozdělení sil do zátěžných stavů je uvedeno v tab. 4-1 společně se zaokrouhlenými hodnotami sil. Působíště sil jsou zapsána v tab. 4-2. V Inspiru nelze nastavit předpětí šroubů, proto v této fázi návrhu nebylo uvažováno.

tab. 4-1 Zátěžné stavy a působící síly.

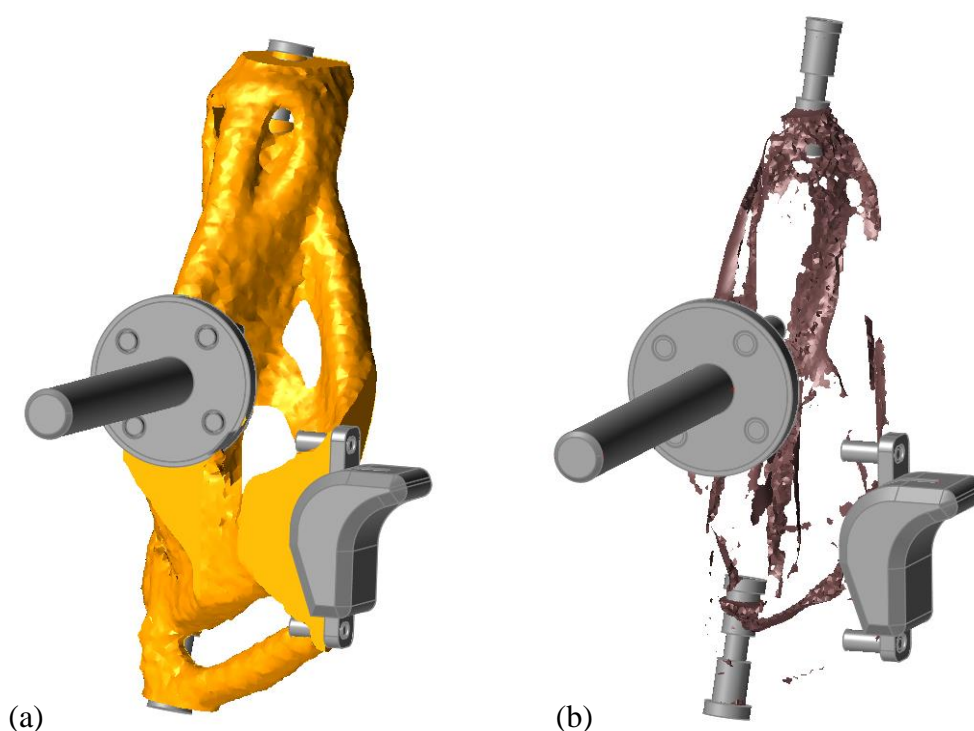
Zátěžný stav	Brzdná síla $B_B$ [N]	Klopná síla $K$ [N]	Síla od vozovky $Z$ [N]
Brzdění	900	-	600
Průjezd zatáčkou	-	400	600

tab. 4-2 Souřadnice působišť sil.

Souřadnice	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Brzdná síla $B_B$	-72	-57	13
Klopná síla $K$	0	-254	60
Síla od vozovky $Z$	0	0	60

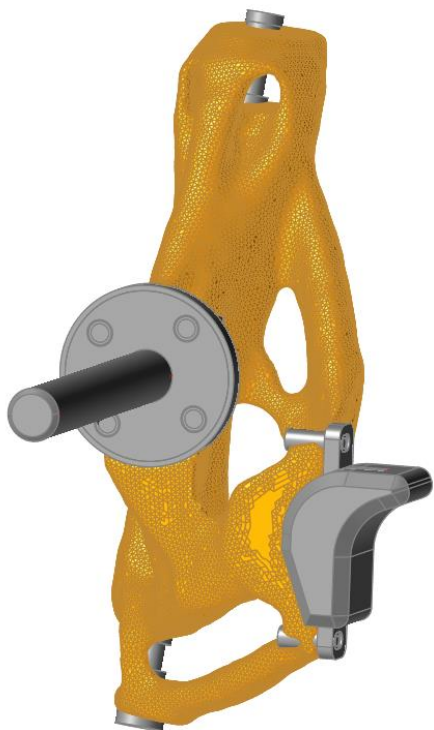
### 4.2.3 První iterace topologické optimalizace

První iterace proběhla ve dvou variantách, kdy první byla zaměřena na maximální tuhost a druhá na minimální hmotnost. Metody se liší v zadaných koncových podmínkách, podle kterých se optimalizace počítá. Pro maximální tuhost je podmínkou procentuální objem zachované hmoty z *Design Space*. Ten byl nastaven na 30 %. Koncovou podmínkou pro minimální hmotnost je minimální bezpečnost dílu, která byla s ohledem na chybějící předpětí zvolena 3. Minimální tloušťka stěny byla v obou případech nastavena na 9 mm. Výstupy z obou přístupů jsou zobrazeny na obr. 4-4.



obr. 4-4 Varianty první iterace topologické optimalizace: a) maximální tuhost; b) minimální hmotnost.

Optimalizace zaměřená na minimální hmotnost se neosvědčila, protože bylo odebráno příliš mnoho materiálu a výsledek postrádal kontinuitu, proto se dále pokračovalo s výstupem se zaměřením na maximální tuhost. Na tomto výsledku lze vidět, že byl zcela odebrán materiál mezi těhlicí a uchycením ramene řízení. Modelová váha tohoto dílu byla 952 g, což bylo velmi vzdálené cíli, proto byl díl vyhlazen (viz obr. 4-5) a znova optimalizován.



**obr. 4-5** Vyhlazený výsledek první optimalizace.

#### 4.2.4 Druhá iterace topologické optimalizace

Optimalizace v druhém kroku probíhala se zaměřením na maximální tuhost. Zachovaný objem byl nastaven na 35 % a minimální tloušťka stěny na 6 mm. Výsledek optimalizace, který je zobrazen na obr. 4-6, již měl modelovou váhu 298 g, což bylo vzhledem k chybějícímu rameni řízení výrazně blíže k požadované váze. Proto se znova neprováděla optimalizace a pokračovalo se k dalšímu kroku.



**obr. 4-6** Výsledek druhé iterace topologické optimalizace.

## 4.3 Tvorba CAD dat

Způsobů převedení optimalizačních dat do použitelného CAD modelu je několik. Nejsložitějším způsobem je použití optimalizačních dat pouze jako předlohy a přemodelování dat pomocí funkcí běžných modelářů. Dalším způsobem je použití modeláře, který umí upravovat polygonální data STL. K tomuto účelu je uzpůsoben software SolidThinking Evolve [24], který je produktem stejné společnosti jako Inspire. Inspire obsahuje funkci polyNURBS, která se dá využít k přemodelování a je popsána v následující kapitole.

### 4.3.1 PolyNURBS

Tato funkce prokládá uživatelem zvolené průřezy uzavřeným splinem, které v prostoru vytváří polyNURBS plochy. PolyNURBS jsou ohraničeny řídicími plochami, jejichž úpravami lze přetvářet volné tvary. Tyto tvary jsou hladké zaoblené uzavřené plochy, které je nemožné vyrobit konvenčními technologiemi, pro aditivní výrobu však nepředstavují problém.

PolyNURBS mají několik důležitých nedostatků. Největší nevýhodou je úplná absence historie úprav, proto si musí uživatel každý krok důkladně promyslet. Dalším neduhem polyNURBS je import do jiných modelářů, které si ne vždy poradí se složitými tvary, a proto vytváří neuzavřené plochy, které je obtížné opravit natolik, aby byl díl znovu vnímán jako objemový. Přemodelovanou těhlici pomocí této funkce lze vidět společně s překrytím původními optimalizovanými daty na obr. 4-7.



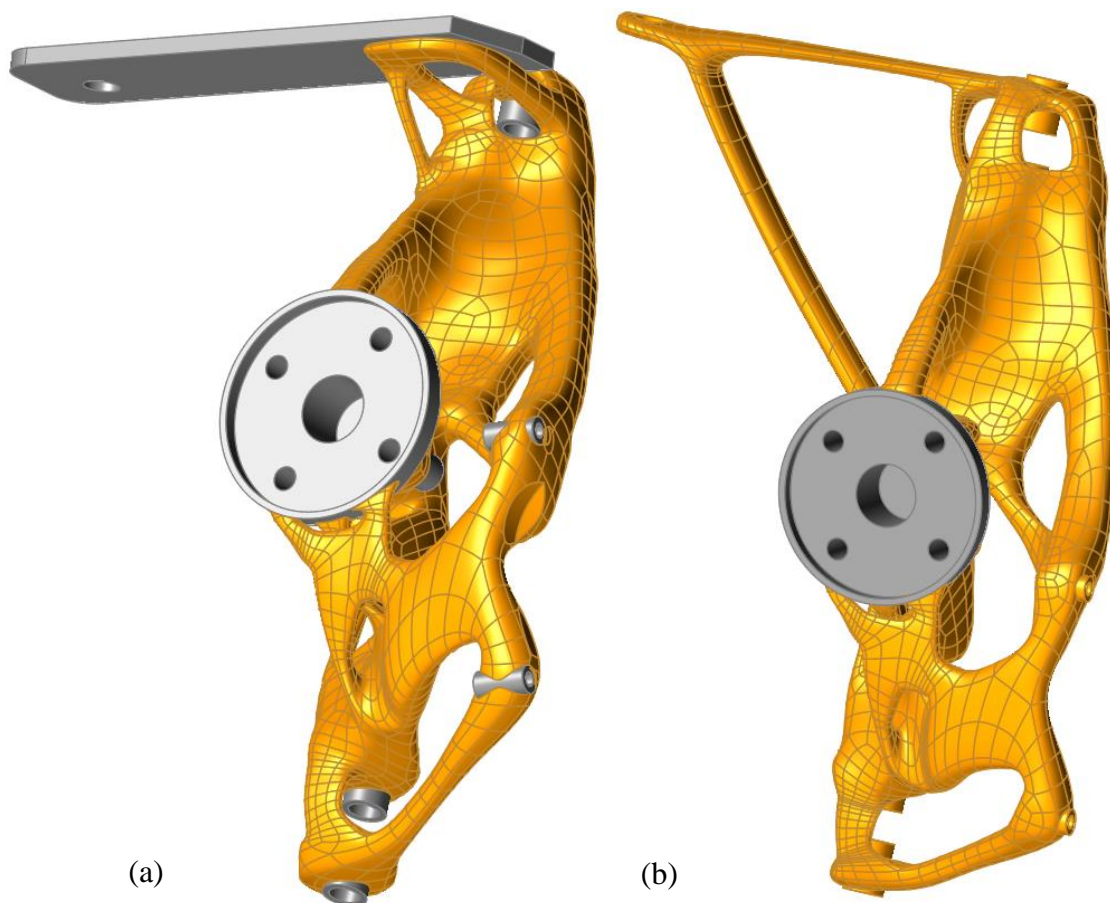
**obr. 4-7** Model vytvořený pomocí funkce polyNURBS (oranžově) překrytý optimalizovanými daty (hnědě).

#### 4.3.2 Koncept ramene řízení

Při první iteraci topologické optimalizace odebral software spojení těhlice a uchycení ramene řízení. Variantami, jak znovu vytvořit toto propojení, se zabývá tato podkapitola. Celkem připadaly v úvahu dvě varianty.

První uvažovanou variantou bylo vytvoření příruby v horní části těhlice, na kterou by se šroubovým spojením připevnilo stejné ocelové rameno, jaké je na současných těhlicích. Tento koncept je společně s druhou variantou na obr. 4-8.





**obr. 4-8** Koncepty ramene řízení: a) zachování původního ocelového plechu; b) rameno integrováno do dílu těhlice.

Druhým návrhem bylo dodatečné vymodelování ramene z těhlice. Toto řešení omezuje jakékoliv další úpravy řídicí soustavy pneumobilu, protože rameno bude mít přesně danou polohu. Na druhou stranu je konstrukčně jednodušší, protože se nebude muset vyrábět nové rameno a ubude těžký šroubový spoj. Navíc hliníkové rameno by bylo pravděpodobně lehčí než ocelové. Z těchto důvodů bylo rozhodnuto dále rozvíjet tento koncept.

## 4.4 MKP analýza

Správnost dosavadního návrhu bylo nutné předběžně zkontrolovat zjednodušenou MKP napět'ovou a deformační analýzou. Kontrola statických stavů byla provedena v programu Ansys Workbench 18.1. Výpočty byly přizpůsobeny hardwarovým možnostem notebooku s touto konfigurací:

OS:	Windows 10 (x64)
RAM:	12 GB
Processor:	Intel® Core™ i7-6500U CPU @ 2,50 GHz (4 jádra)



#### 4.4.1 Příprava geometrie

Složité geometrické tvary výrazně zvyšují nároky na hardware a výpočtový čas, proto je žádoucí tyto prvky co nejvíce zjednodušit. Samotnou těhlici nemá smysl upravovat, jelikož je ze své podstaty složitým tvarem a požadujeme na ní co největší přesnost výpočtu. Nicméně ostatní prvky sestavy nejsou esenciální pro výpočet, proto je lze zjednodušit.

Zjednodušením prošly veškeré šrouby, které byly nahrazeny hladkými kolíky s osazením, které simulují hlavu šroubu nebo matici. Zachovány byly rozměry dřívku i hlavy šroubu. Unibally byly nahrazeny dutými válečky a na brzdovém třmení a ose kola byly odstraněny zaoblení a sražení hran.

#### 4.4.2 Nastavení analýzy

Konečnoprvková síť (*Mesh*) byla na součástech válcového tvaru nastavena jako hexagonální. Tento typ sítě byl nastaven i na brzdový třmen. Na těhlici byla aplikována automaticky generovaná mesh s agresivní kontrolou tvaru prvků. Velikost elementů 3 mm byla shodná pro všechny součásti sestavy.

Vazby byly ve všech třech připojovacích bodech typu *Remote Displacement*. Omezení pohybů bylo stejné jako při optimalizaci v kapitole 4.2. Zátěžné stavy společně s velikostmi a působišti sil byly taktéž totožné s optimalizačním nastavením. Obdobně jako při optimalizaci, ani v tomto případě nebylo uvažováno přepětí šroubů.

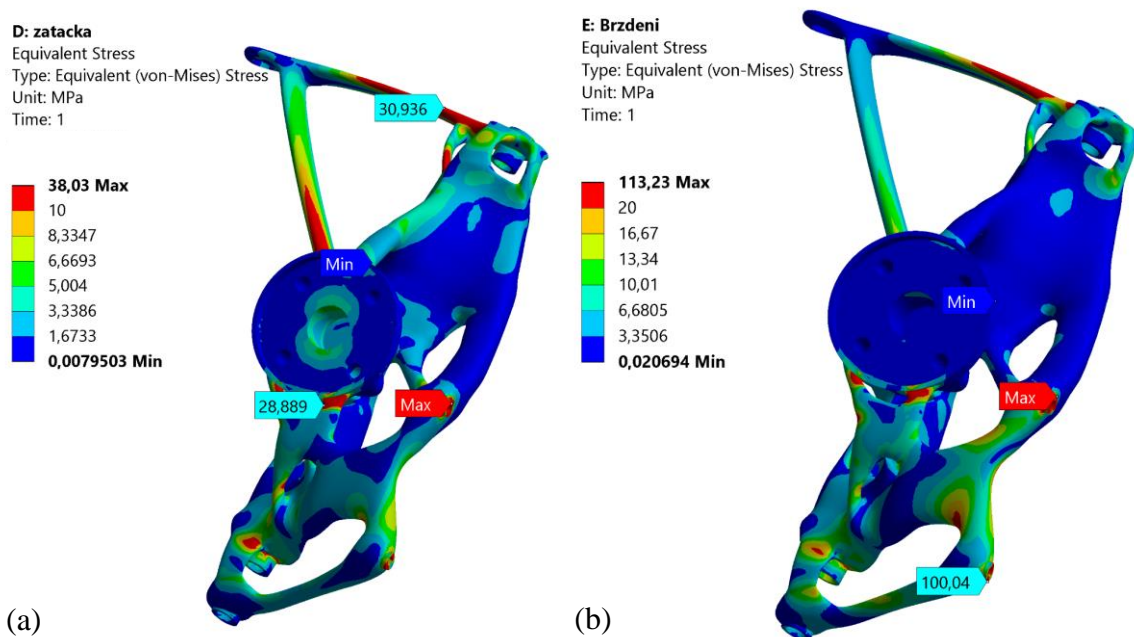
Materiálem těhlice byla opět nastavena slitina AlSi10Mg, který se nenachází v knihovně materiálů, proto byl vytvořen na základě vlastností z tab. 2-1. Šroubům, brzdovému třmení a ose kola byl přiřazen defaultní materiál *Structural Steel*. Mezi všemi součástmi se vyskytuje celkem 21 různých kontaktních míst. Na šroubové spoje v oblasti osy kola a brzdového třmene byl aplikován kontakt typu *Bonded*, který Ansys chápe jako pevný spoj. Dalším typem kontaktu, který byl použit na všechna ostatní místa, je *Frictional*. Tento kontakt je brán jako dotyk se třením. Použité koeficienty statického tření jsou v tab. 4-3.

tab. 4-3 Koeficienty statického tření [25].

Kontakt	Koeficient statického tření $f[-]$
ocel-ocel	0,31
ocel-hliník	0,35
hliník-hliník	0,42

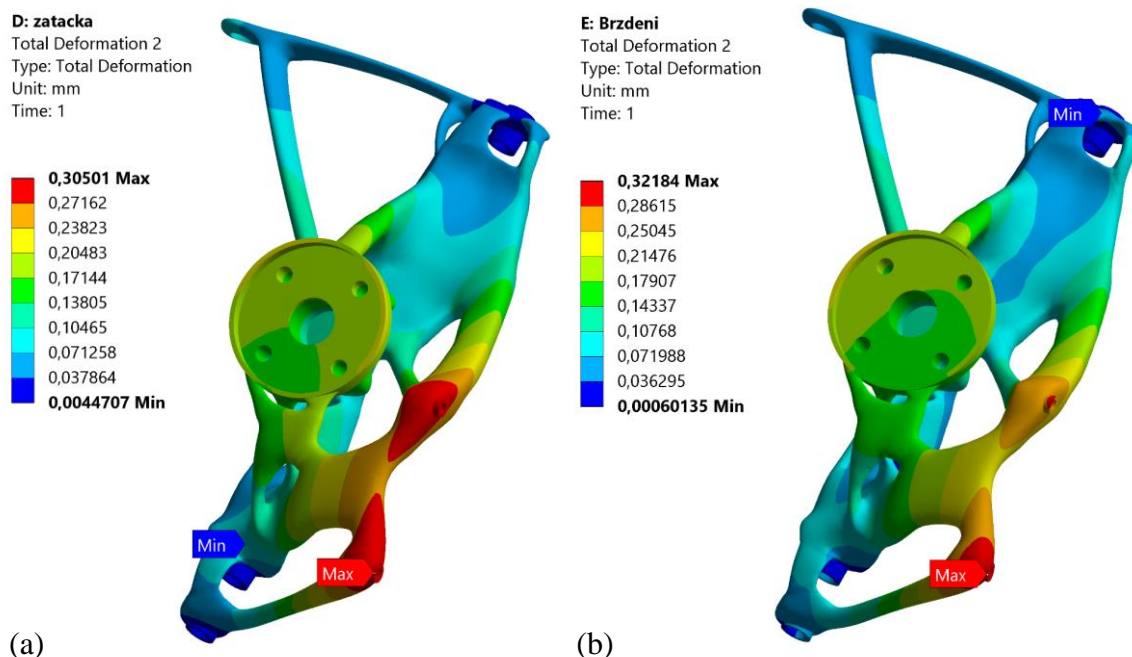
### 4.4.3 Výsledek analýzy

Z obr. 4-9 je zřetelné, že z hlediska napětí bude kritičtější stavem jednoznačně brzdění. V obou případech je největší napětí na hraně dosedací plochy pro brzdový třmen. Tato hrana se chová jako koncentrátor napětí, protože v nejbližším okolí napětí prudce klesá. Vyšší napětí se ukázalo také na vzpěrách směřujících k uchycení tyče řízení, proto byl při následných úpravách jejich počet navýšen na tři. Obecně však byla napětí nízká a nehrozil tak vznik plastických deformací.



**obr. 4-9** Rozložení napětí při zátěžných stavech: a) průjezd zatáčkou; b) brzdění.

Deformační analýza, kterou lze vidět na obr. 4-10, ukázala, že k největší deformaci dochází v oblasti uchycení třmene. Tato deformace je kritická v obou zátěžných stavech. Vlivem této deformace by při brzdění docházelo k ohybu brzdového kotouče. Při průjezdu zatáčkou by navíc docházelo k nežádoucímu vzniku třecí síly mezi kotoučem a třmenem. Z tohoto důvodu byl při dalším návrhu zvýšen důraz na zesílení této oblasti.



obr. 4-10 Deformace vzniklé při zátěžných stavech: a) průjezd zatáčkou; b) brzdění.

## 4.5 Rapid prototyping

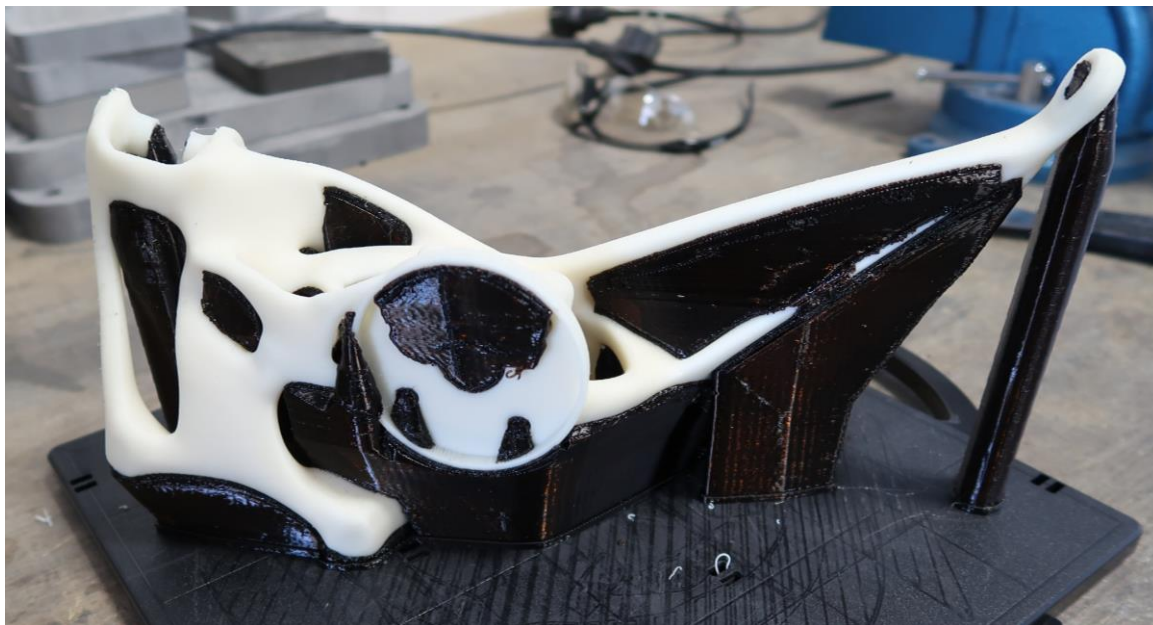
V průběhu vývoje byly nalezeny nesrovnalosti mezi CAD modelem poskytnutým kvůli návrhu a reálnou těhlicí. Po podrobnější prohlídce pneumobilu bylo rozhodnuto, že bude nejprve vyroben plastový prototyp, aby nedošlo k případné výrobě zmetku. Zmetek vyrobený pomocí SLM by stál v řádu desítek tisíc korun.

### 4.5.1 FDM

K výrobě prototypu byla použita 3D tiskárna Stratasys Dimension SST 1 200es na Ústavu konstruování. Tato tiskárna funguje na principu FDM (*Fused Deposition Modeling*) [26] a tištěným materiálem je ABS. Metoda FDM spočívá v tisku vrstvy po vrstvě z plastového filamentu, který je taven v trysce. Tiskárny firmy Stratasys navíc tisknou ze dvou filamentů [27], kdy jeden je stavební a druhý slouží jako podpůrný materiál pro převislé plochy.

### 4.5.2 Prototyp

Vyrobený díl, který je zobrazen na obr. 4-11, bylo nutné před montáží zbavit podpor. Ve snadno dostupných místech byl podpůrný materiál odstraňován mechanicky. V obtížně přístupných místech, jako jsou díry, byla k vyplavení podpor použita chemická lázeň. Následovalo vyřezání závitů do prototypu, aby bylo možné prototyp vyzkoušet. Závity byly řezány pomocí ručního závitníku.

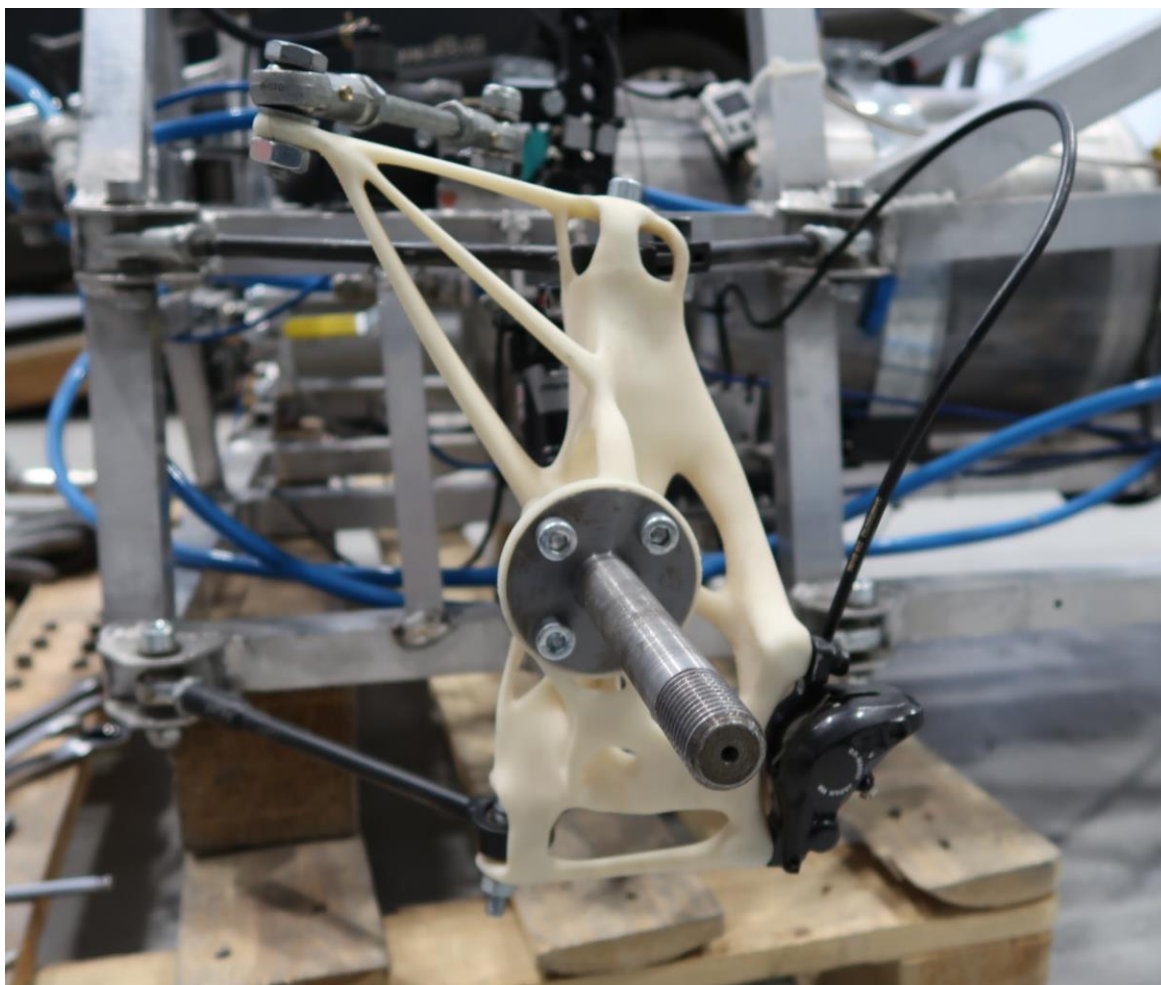


obr. 4-11 Vytištěný prototyp na stavební platformě.

### 4.5.3 Montáž na pneumobil

Využití rapid prototypingu se ukázalo jako krok správným směrem, protože bylo nalezeno několik chyb. Největším problémem se ukázala vlastní montáž těhlice na ramena. V místech uchycení byly navrženy nátrubky, které měly sloužit k vymezení polohy těhlice k uniballům. Vzhledem k faktu, že unibally jsou zasazeny do ok, která mají větší tloušťku než samotné ložisko, tak nebylo možné v tomto stavu těhlici namontovat.

Po zvětšení mezer mezi nátrubky a připevnění těhlice k vozu byla nalezena nesrovnalost mezi modelovou velikostí šroubů v uchycení ramen a brzdového třmene. V kloubech měly být šrouby M8, ale ve skutečnosti byly M12. U třmene byly šrouby M6 oproti modelovým M5. Po dohodě s pneumobil týmem byly ponechány současné šrouby M6, protože by při nedostatečném předpětí mohlo docházet k posunutí třmene při brzdění. Naopak původní šrouby M12 byly nahrazeny menšími M8, protože větší šrouby byly zbytečně předimenzovány a zvyšovaly celkovou váhu neodpružených hmot. Vymezení vzniklé vůle v uniballech bylo řešeno pomocí vložek. Při zkoušce funkčnosti uchycení tyče řízení docházelo v krajních polohách k výrazným průhybům vzpěr, proto na ně byla zaměřena pozornost při konečném návrhu.



obr. 4-12 Namontovaný prototyp na vozidle.

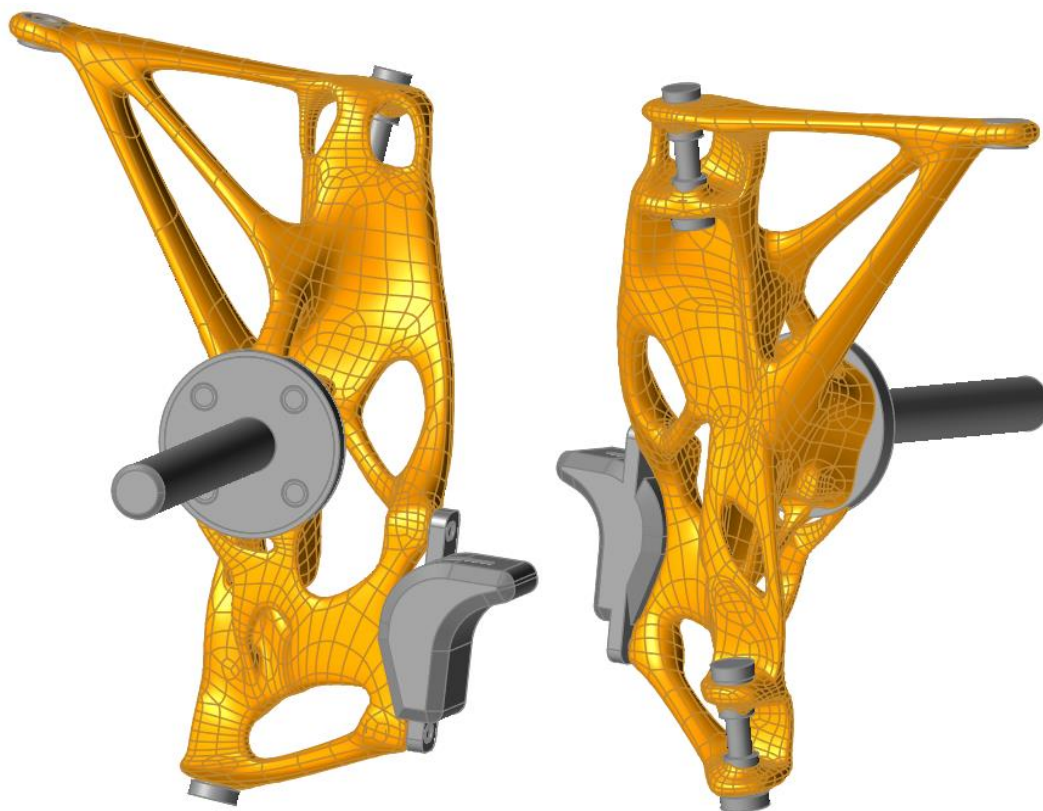


## 5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

V této kapitole je podrobně popsán výsledný návrh levé těhlice a z ní odvozené pravé těhlice. Na těchto návrzích byla provedena MKP napěťová a deformační analýza a následně byly obě vyrobeny metodou SLM.

### 5.1 Finální návrh levé těhlice

Na základě předchozích MKP analýz a zjištěných problémů díky rapid prototypingu došlo k dalším již finálním změnám tvaru těhlice, která je zobrazena na obr. 5-1. Mezera mezi nátrubky sloužící k vystředění uniballů v kloubech byla zvětšena z 10,2 mm na 15,3 mm. Průchozí díry pro šrouby M8 byly zvoleny s průměrem 8,1 mm. Nenormalizovaný rozměr slouží ke snížení vůlí mezi šroubem a dírou. Další průchozí díra pro šroub M10, který slouží k upevnění tyče řízení, má zvolený průměr 10,1 mm. Tento rozměr opět není dle norem. Čtyři šrouby spojující těhlici a osu kola jsou velikosti M8, u třmene byly změněny na dva šrouby M6, jak již bylo zmíněno dříve.



obr. 5-1 Výsledný návrh levé těhlice.

Výraznou změnou prošlo uchycení tyče řízení. Vzpěry byly zesíleny a narovnány, aby měly co nejvyšší odolnost vůči vzpěru. Zároveň byla zvětšena zaoblení v místech připojení k tělu těhlice. Rovnáním a odebráním přebytečného materiálu prošly také některé další větve organické struktury těhlice. Odstranění materiálu bylo opodstatněno nízkým napětím i deformací v daných místech, které bylo zjištěno při MKP výpočtu.

Plocha pod každým šroubem a maticí byla zvětšena tak, aby měla větší průměr než dosedající plocha spojovacích součástí. Tato změna má zabránit vzniku koncentrátoru napětí na ostrých hranách. Tomu však nelze zabránit na vnitřních hranách závitů, což se dále ukázalo i při finální MKP analýze. Všechny spoje optimalizovaného tvaru a původních zachovaných prvků byly zaobleny, aby nedocházelo ke koncentraci napětí.

Nakonec bylo žádoucí upravit tvary tak, aby byly přívětivé pro výrobu aditivní technologií. Mezi tyto změny patří především úprava geometrie tak, aby vznikalo co nejvíce samonosných ploch a snížilo se množství podpor. Toho bylo mimo jiné dosaženo změnou oválných průřezů, které byly rovnoběžné s předpokládaným směrem tisku, na kapkovité tak, aby užší konec směřoval dolů.

## 5.2 Kontrola MKP výpočtem

Příprava geometrie, nastavení kontaktů a vazeb zůstalo zachováno tak, jak je popsáno v kapitole 4.4. Změnou oproti původní MKP analýze prošlo nastavení vlastní analýzy a zatížení. Při tomto výpočtu byly uvažovány navíc předpětí šroubů, proto byl rozdělen do dvou kroků. Síla předpětí byla na základě konzultací s TU Brno Racing Teamem stanovena na 6 000 N pro šrouby M8 a M10 a 3 000 N pro šrouby M6.

### 5.2.1 Nastavení výpočtu

Každému šroubu byl přiřazen vlastní souřadný systém tak, aby se osa šroubu shodovala s osou  $z$ . Síla předpětí byla zadána pomocí *Bolt Pretension*. Ostatní síly zatěžovacích stavů byly během prvního kroku nulové.

Na první krok sloužící k aplikaci předpětí na šrouby byl definován časový krok 0,1 s. Řešič byl nastaven jako přímý a zároveň byly přidány *Weak Springs*, které slouží ke stabilizaci numerického výpočtu. Nelinearity zatížení byly kontrolovány pomocí nesymetrické Newton-Raphsonovy metody a konstantně stabilizovány.

Všechny síly předpětí byly v druhém kroku uzamknuty a těhlice byla zatížena. Velikosti sil, které byly definovány pomocí *Remote Force*, odpovídaly dříve použitým zátěžným stavům „Brzdění“ a „Průjezd zatáčkou. Působíště brzděné síly bylo aplikováno na vnitřní plochy brzděného třmene, které představují brzděné destičky. Zbývající dvě síly působily na osu kola podle souřadnic uvedených v tab. 4-2. Časové kroky v tomto případě byly defaultní. *Weak Springs* a kontrola pomocí nesymetrické Newton-Raphsonovy metody zůstaly zachovány. Stabilizace byla vypnuta.

### 5.2.2 Vzpěrná stabilita

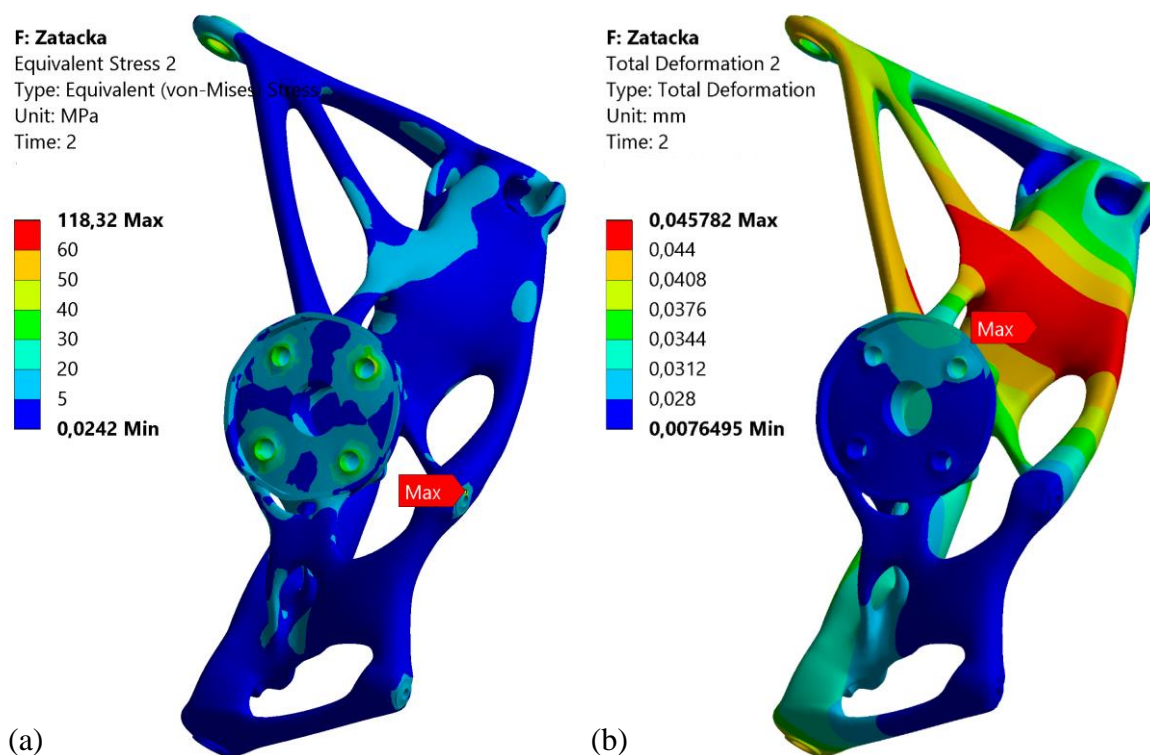
Struktury spojující těhlici a úchyt tyče řízení vykazovaly při zkoušení prototypu náchylnost na vzpěr, proto byly podrobeny analýze na vzpěr. V programu Ansys je tato analýza implementována jako funkce *Eigenvalue Buckling*. Pro výpočet nehrají roli všechny součásti sestavy, proto byla vynechána osa kola a třmen společně se šrouby, které je připojují k těhlici. Jelikož při tomto výpočtu nejsou podporovány nelinearity, byly vazby v horním i dolním uniballu nastaveny jako *Fixed*, veškeré kontakty *Bonded* a zároveň ponechány všechny nelineární aspekty analýzy jako defaultní.

Zatížení o velikosti 1 N bylo aplikováno na úchyt ramene řízení. Směr síly byl shodný s osou z globálního souřadného systému. Výsledkem tohoto výpočtu je součinitel zatížení, tzv. *Load Multiplier*, který představuje hodnotu, kterou musí být původní zatížení vynásobeno, aby došlo ke vzpěru.

### 5.2.3 Výsledky MKP výpočtů

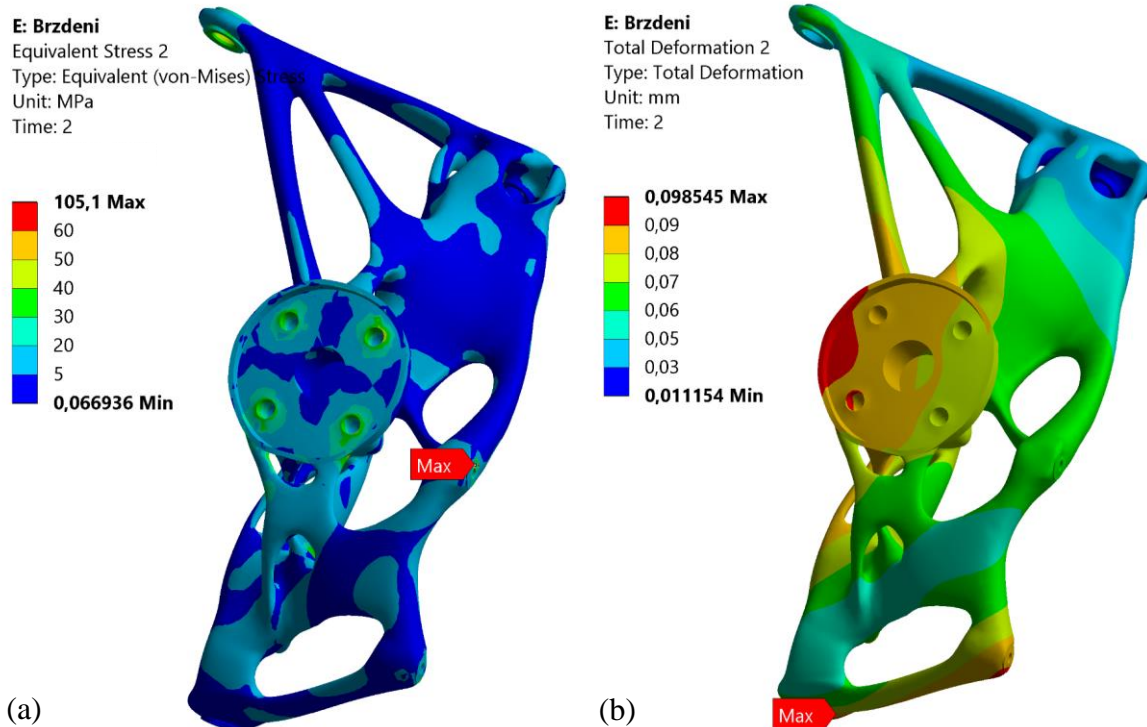
Z hlediska statického zatížení levé těhlice se na první pohled ukázal kritičtější zátěžný stav „Průjezd zatáčkou“ s maximálním napětím 118,32 MPa. Poloha maxima je vyznačena v obr. 5-2. Po bližším přezkoumání je však zřejmé, že toto maximum vzniká na hraně díry pro šroub, která se chová jako koncentrátor napětí. V nejbližším okolí této hrany klesá napětí na hodnotu 72 MPa. Tuhost se výrazně zlepšila, jelikož maximální deformace při tomto stavu dosahuje hodnoty pouze 0,046 mm.





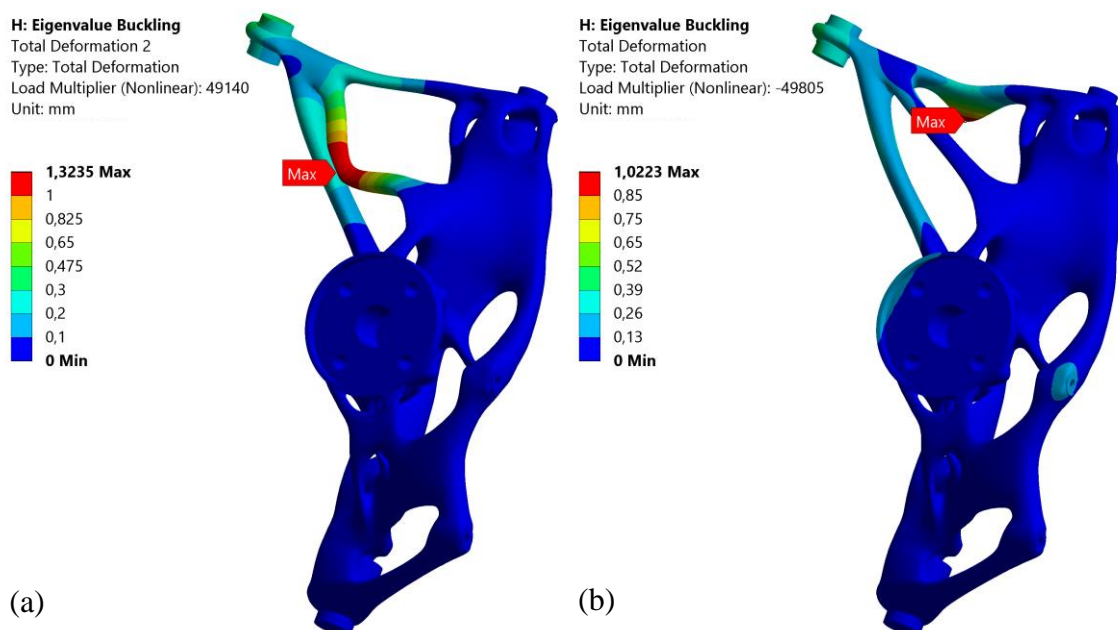
**obr. 5-2** Výsledky MKP analýzy zátěžného stavu „Průjezd zatáčkou“: a) rozložení napětí; b) deformace.

Druhý zátěžný stav „Brzdění“ zobrazený na obr. 5-3 má s hodnotou 105,1 MPa lehce nižší maximální napětí než první stav. Toto maximum se opět vyskytuje na stejné hraně jako u předchozího zatížení. Pokud se toto místo zanedbá, pak nejvyšší napětí má hodnotu 91,6 MPa. Napětí o této velikosti se vyskytuje na zaoblení mezi dosedací plochou pro třmen a zbytkem těhlice. Deformace jsou oproti předchozímu stavu vyšší, ale s hodnotou 0,099 mm jsou pořád velmi malé.



obr. 5-3 Výsledky MKP analýzy zátěžného stavu „Brzdění“: a) rozložení napětí; b) deformace.

Při analýze zaměřené na vzpěr byly hledány dva módy podle směru působící síly. V případě síly působící od vozidla měl *Load Multiplier* hodnotu 49 140. Při opačném směru zatěžující síly nabyl součinitel hodnoty 49 805. Způsobené deformace jsou na obr. 5-4.



obr. 5-4 Kontrola vzpěrné stability: a) síla směřující od vozidla; b) síla směřující k vozidlu.

## 5.3 Návrh pravé těhlice

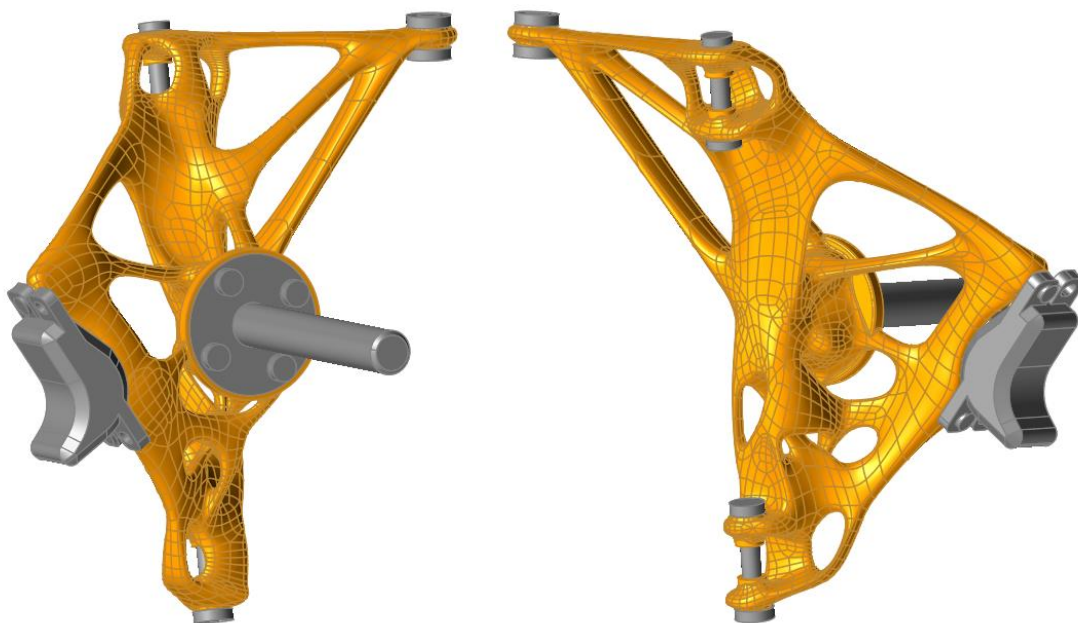
Do tohoto bodu se vývoj zabýval pouze levou těhlicí. Pravá těhlice byla navržena tak, aby brzdná síla měla přibližně stejné působíště jako je tomu u levé varianty, a tím se zlepšily jízdní vlastnosti při brzdění. Tento předpoklad výrazně zkrátil dobu potřebnou k navržení, protože zůstala zachována převážná část geometrie levé těhlice, a proto nebylo nutné opakovat všechny předchozí kroky, jako jsou optimalizace, tvorba modelu pomocí polyNURBS nebo prvotní analýzy zátěžných stavů. Veškeré další kroky návrhu byly identické s kroky provedenými na levé těhlici, proto jsou v této kapitole zpracovány pouze okrajově.

### 5.3.1 Natočení třmene

Aby mohl být splněn předpoklad totožného působíště při použití stejného brzdového třmene, je nutné jej správně natočit vzhledem k brzdovému kotouči. Toto natočení bylo uskutečněno pomocí zjednodušeného modelu třmene. Přetočen byl oproti původní poloze o  $180^\circ$  okolo osy  $x$  a poté natočen tak, aby nedocházelo ke kolizi s kotoučem.

### 5.3.2 Změna geometrie

Vlivem natočení bylo nutné změnit nebo odstranit některé organické struktury. Tvar upravených struktur byl vytvořen na základě předchozích zkušeností s topologickou optimalizací a konzultací. Výsledek je zobrazen na obr. 5-5.

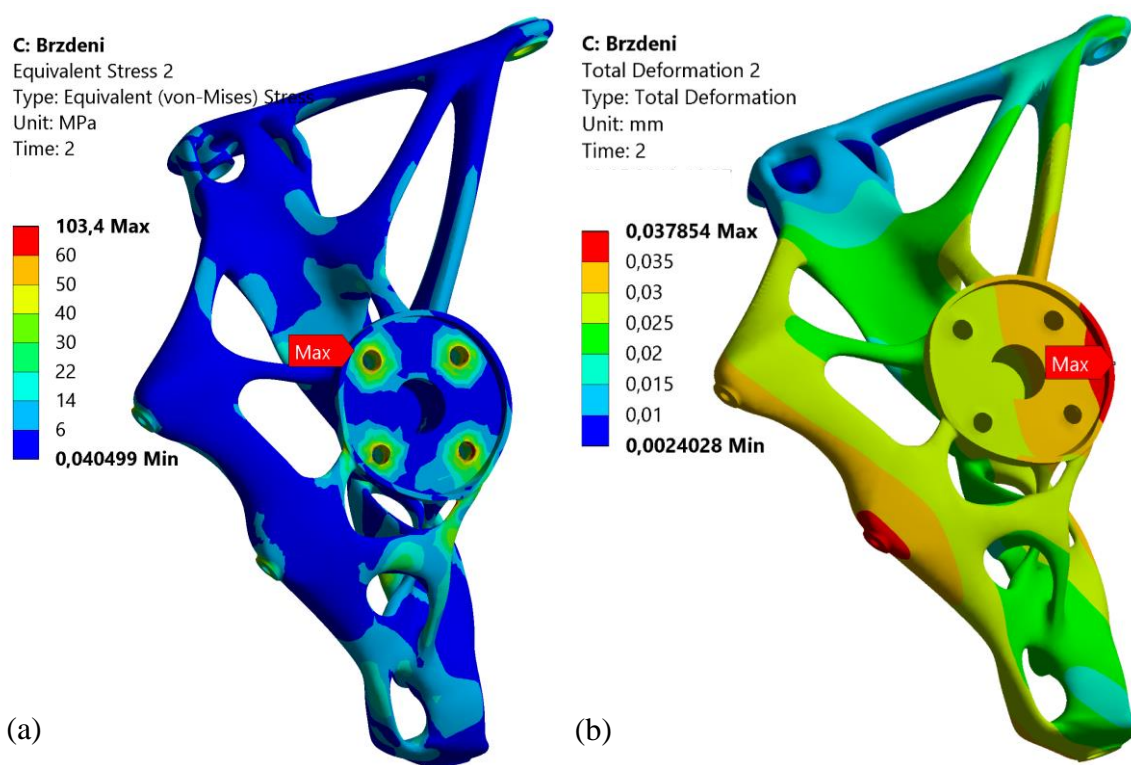


obr. 5-5 Finální návrh pravé těhlice.

### 5.3.3 Kontrola MKP výpočtem

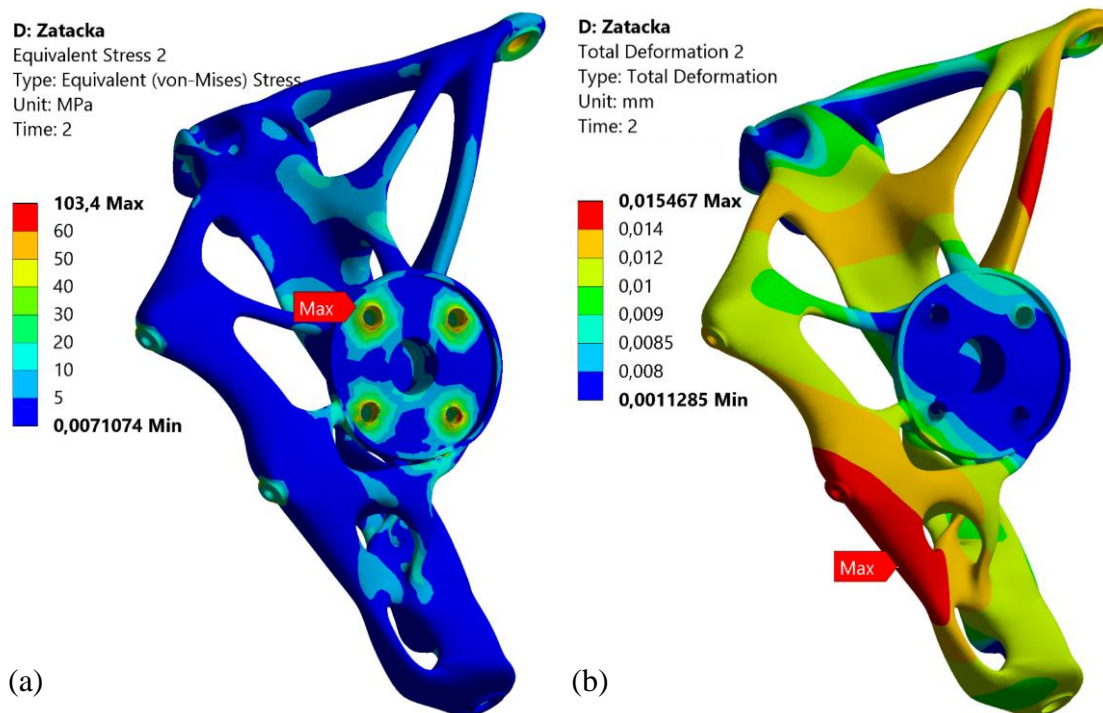
Nastavení statické analýzy bylo stejné jako v případě levé těhlice, proto jsou zde pouze odprezentovány výsledky. Výpočet zaměřený na vzpěrnou stabilitu nebyl vzhledem k nezměněné geometrii vzpěr znovu počítán.

Na obr. 5-6 a obr. 5-7 lze vidět výsledky analýz. Maximální napětí se překvapivě v obou případech nachází ve stejném místě a má i stejnou velikost 103,4 MPa. Při bližším prozkoumání bylo zjištěno, že poloha maxim odpovídá přesně uzlu MKP sítě. Tento uzel se nachází v místě zaoblení mezi tělem těhlice a věncem, který obklopuje osu kola. Pokud by byla použita jemnější mesh, hodnoty i poloha by se pravděpodobně lehce odlišovaly. Tuhost pravé těhlice je vyšší oproti levé, kdy maximální deformace je 0,038 mm, respektive 0,016 mm.



**obr. 5-6** Výsledky MKP analýzy zátěžného stavu „Brzdění“: a) rozložení napětí; b) deformace.





**obr. 5-7** Výsledky MKP analýzy zátěžného stavu „Průjezd zatáčkou“: a) rozložení napětí; b) deformace.

### 5.3.4 Prototyp

Stejně jako u levé varianty těhlice byl i v tomto případě vyroben prototyp. Ten sloužil především pro zjištění, zda nedochází ke kolizi mezi třmenem a kotoučem. Ke konfliktu nedocházelo, ale vznikalo velké tření mezi destičkami a kotoučem, z tohoto důvodu byl třmen mírně oddálen od kotouče pomocí plochých podložek. Toto řešení se osvědčilo, proto byla v modelu změněna vzdálenost o tloušťku podložek.

## 5.4 Výroba těhlic

### 5.4.1 Aditivní výroba

Před samotnou stavbou byly přidány na všechny funkční plochy přídavky na obrábění o velikosti 1,5 mm a následně byl model ve formátu STL importován do softwaru sloužícím k přípravě dat na tisk. Těhlice byly vůči stavební platformě natočeny tak, aby navržené kapkovité tvary průřezů splňovaly svůj účel. Poté byly navrženy podpůrné struktury a piny, sloužící k odvodu tepla. Nakonec byly vygenerovány dráhy laseru. Předpokládaná doba tisku obou kusů byla 42 hodin. Stavbu doprovázely technické problémy, kvůli kterým nakonec tisk trval přibližně 50 hodin.

## 5.4.2 Postprocessing

Během tisku vznikala v dílech velká vnitřní napětí vlivem špatného vedení tepla. Vnitřní napětí byla v jednom případě tak vysoká, že prasklo několik podpor. Aby došlo k odstranění těchto napětí a deformací, byly těhlice tepelně zpracovány. Využito bylo zpracování popsané v kapitole 2.3.6. Díky tomu došlo především ke snížení deformací oproti nezpracovanému stavu, ale také ke změně mechanických vlastností popsané ve výše zmíněné kapitole. Podpurné struktury byly odstraněny až po tepelném zpracování.

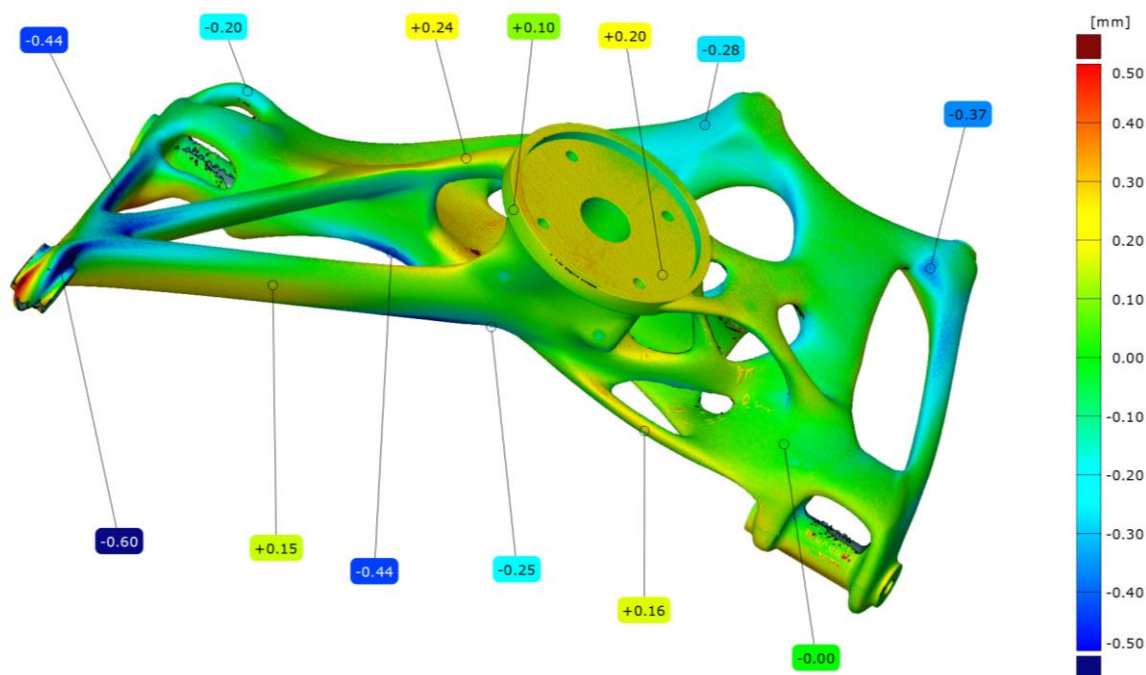
## 5.4.3 Optická digitalizace

Přesnost výroby pomocí SLM procesu se pohybuje okolo 0,2 mm. Z tohoto důvodu bylo vhodné díly očištěné od podpor naskenovat a porovnat s CAD daty, aby bylo následné obrobení co nejpřesnější. Ke 3D skenování byl využit přístroj ATOS Triple Scan. ATOS byl osazen optikou s rozlišením 2×8 Mpx a těhlice umístěny v ohniskové vzdálenosti 170 mm.

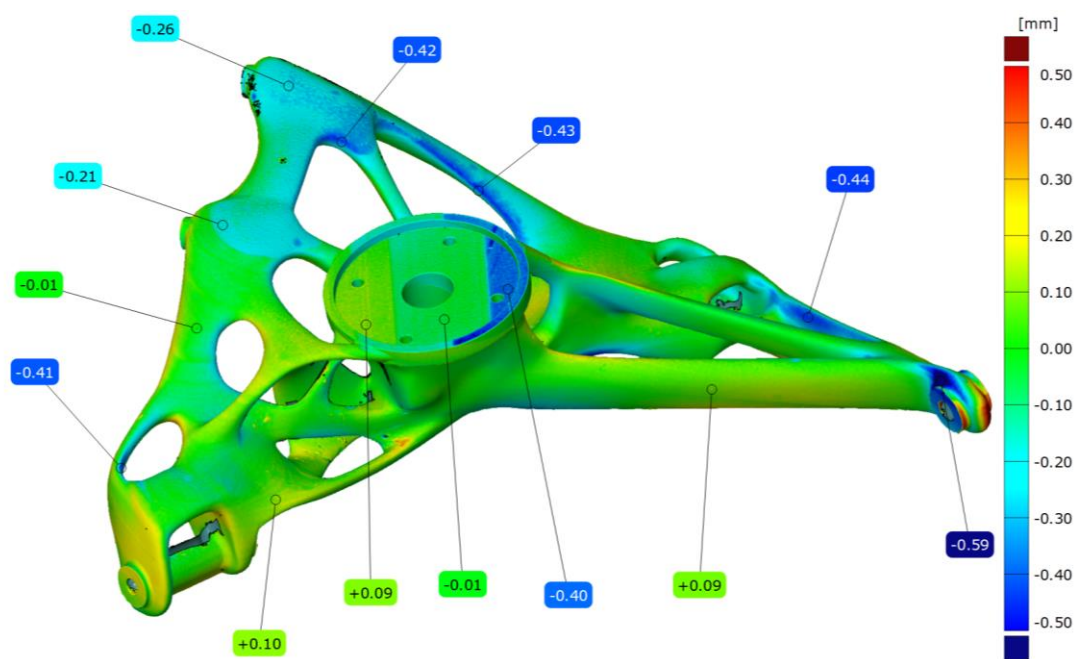
Skenování součástí probíhá pomocí modré LED diody, která promítá na součást pruhovaný vzor, a odrazy od povrchu jsou snímány pomocí kamer. Před skenem musí být na díl nalepeny malé černobílé terčíky, které slouží k sesazení jednotlivých snímků dohromady [28].

## 5.4.4 Porovnání výsledků

Digitalizované tvary vytvořené pomocí 3D skeneru byly v softwaru GOM Inspect 2018 proloženy CAD modely, podle kterých byly těhlice vyrobeny. Na obr. 5-8 a obr. 5-9 lze vidět, že oba kusy velmi dobře odpovídají výrobním datům a žádná z odchylek neovlivní funkčnost. Záporné odchylky na hranách jsou způsobeny velkým odběrem materiálu při čištění od podpor. Největší odchylky jsou v obou případech v místě uchycení tyče řízení, kde došlo k mírnému prohnutí. Výrazná odchylka je navíc u pravé varianty v oblasti usazení osy kola. Toto místo však mělo přídavek na obrábění, proto ani tato odchylka není významná.



obr. 5-8 Porovnání CAD modelu levé těhlice s daty získanými optickou digitalizací.



obr. 5-9 Porovnání CAD modelu pravé těhlice s daty získanými optickou digitalizací.

#### 5.4.5 Obrobení

Obrobení funkčních ploch těhlic proběhlo u externí společnosti DAKREX engineering s.r.o. na CNC stroji. Správné upnutí do stroje bylo zajištěno pomocí přípravků, které byly vyrobeny stejně jako prototypy na FDM tiskárně. Těhlice umístěná na jednom z přípravků je na obr. 5-10.



**obr. 5-10** Levá těhlice umístěná na obráběcím přípravku. Lze vidět terčíky použité při optické digitalizaci.

Levá těhlice byla obrobena bez jakýchkoliv problémů. Na pravé variantě došlo k nedorozumění a dvě průchozí díry v dolním kloubu byly vyvrtány s větším průměrem, než bylo požadováno. Obráběcí firma poskytla kompenzaci ve formě vložek se správným vnitřním průměrem vymezující vůli.

Při obrábění jedné z dosedacích ploch pro šroub navíc vznikl zásek do těla pravé těhlice, jak lze vidět na obr. 5-11. Toto místo je dle MKP analýz jedno z nejvíce namáhaných. Vrub, který se stal koncentrátorem napětí, bylo proto nezbytné zhladit. Po všech úpravách byl povrch obou těhlic opískován, aby byl vizuálně jednotný.



**obr. 5-11** Vryp vzniklý při obrábění pravé těhlice.



## 6 DISKUZE

Metodika návrhu a výroby topologicky optimalizovaných dílů, konkrétně těhlic, je iterační proces, který sestává z několika kroků. Základem je návrh obálkového dílu, který vymezuje prostor, ve kterém může být tento díl použit. Následnou topologickou optimalizací je odebrán materiál tam, kde je prakticky zbytečný. Optimalizační data je poté třeba přemodelovat a pomocí MKP výpočtů ověřit, zda nevznikla významná chyba a jsou splněny požadavky na bezpečnost či deformace dílu. Tento proces je třeba několikrát opakovat, aby bylo dosaženo optimálního výsledku. Navržený díl se poté vyrobí a obrobí s určitou přesností, kterou je vhodné ověřit pomocí optické digitalizace. K ověření této metodiky byly využity softwary Autodesk Inventor, SolidThinking Inspire, Ansys Workbench 18.1 a GOM Inspect.

Definice návrhového prostoru byla vztažena na všechny členy soustavy těhlice, které bylo možné nahradit. Tím byla snížena celková hmotnost a složitost sestavy. Při návrhu je vhodné brát v potaz natočení kol do zatáček, aby nedocházelo ke kolizi obálkového dílu s rameny nápravy. S rozmezím pohybu při pružení vozu je to obdobně. Unibally se při pružení natáčí a mohlo by dojít ke kolizi.

Síly působící během zátěžných stavů byly přepočteny z původního převzatého působišť kola s vozovkou do jejich reálného působišť. Takové zatížení dává lepší představu o tom, jak bude součást namáhána a pomáhá kriticky zhodnotit výsledek optimalizace. Nastavení vazeb v Inspiru je dosti zjednodušující a vnáší chybu do výpočtu. Pevná vazba v horním uniballu je chápána jako svařenec k nekonečně tuhé konstrukci a chová se jinak než rotační vazba. Vlivem tohoto zjednodušení je v této oblasti horší využití materiálu. Samotná optimalizace má jednoduché nastavení. Vybráno bylo řešení, které bylo zaměřeno na maximální tuhost, která je na těhlicích požadována. Byla odzkoušena i metoda zaměřená na minimální hmotnost, ale ta se neosvědčila, protože docházelo k nekontinuitě rozložení materiálu v řešené geometrii.

Funkce polyNURBS se ukázala jako silný nástroj k přemodelování výsledku optimalizace. Modelace je jednoduchá a často intuitivní, kdy vzniklé tvary dobře kopírují optimalizační data. Díky tomu je maximálně využit potenciál topologické optimalizace.

Využití rapid prototypingu se ukázalo jako krok správným směrem. Díky výrobě prototypu bylo možné odzkoušet správnost přípojných rozměrů. Na základě zjištění došlo k odladění chyb, které by jinak vedly k výrobě zmetků. Nejdůležitější změnou bylo zvětšení mezery mezi nátrubky sloužící k vystředění uniballů. Bez této změny by nebylo možné těhlice vůbec namontovat na vozidlo.

Metoda konečných prvků sloužila ke zjištění napětí a deformací způsobených při zatížení těhlice. Velký vliv na výsledek mělo nastavení kontaktů mezi jednotlivými součástmi sestavy a také nastavení meshování. Nesprávným nastavením docházelo k nesmyslným deformacím a napětovým špičkám. Šroubové spoje vykazovaly chování, které neodpovídá realitě. Pokud byl kontakt mezi šroubem a dírou nastaven jako třecí, pak docházelo k uvolnění spoje a pohybu součástí. Z tohoto důvodu byl v těchto místech nastaven kontakt *Bonded*. Toto nastavení však lze ospravedlnit tím, že se předpokládá předeprnutí šroubů, a tudíž jsou součásti pevně spojeny.

Maximální deformace levé těhlice s hodnotou 0,099 mm nastane při „Brzdění“ na spodním okraji nátrubku dolního uniballu. Tato deformace je způsobena stlačením nátrubků předeprnutým šroubem a tahem od brzdě síly. Pravá těhlice je deformována maximálně 0,038 mm při stejném zátěžném stavu. Deformace vzniká na okraji věnce obklopujícího osu kola. Druhý stav „Průjezd zatáčkou“ se, co se týče deformací, neukázal jako významný. Význam vysoké tuhosti těhlic snižuje použití drátových kol, které mají naopak nízkou tuhost. Pokud by byla použita plechová kola s nábojem, pak by se zvýšila tuhost celé soustavy, a zároveň by se snížila hmotnost těhlic. Náboj kola by pohltil většinu zatížení, a proto by bylo potřeba méně materiálu. Hmotnost těhlic závodních monopostů, které mají v těhlici náboj, se pohybuje okolo 500 g.

Splnění požadavku od pneumobil týmu, aby byla minimální bezpečnost rovna 2, bylo ověřeno z napětové části analýzy. Levá těhlice má největší napětí 118,3 MPa při stavu „Průjezd zatáčkou“. Těhlice prošly po výrobě tepelným zpracováním, které zvýšilo mez kluzu slitiny AlSi10Mg na 250 MPa. Podílem meze kluzu a maximálního napětí v dílu získáme bezpečnost 2,11. Pravá varianta má nižší napětí 103,4 MPa, a tím větší bezpečnost, která činí 2,41. Obě součásti splňují požadavek minimální bezpečnosti.

Před obráběním proběhlo 3D skenování, které ukázalo přesnost výroby. V odchylkách se kromě přesnosti výroby projevilo i následné očištění od podpor, při kterém došlo v několika případech k většímu úbytku materiálu, než bylo nezbytně nutné. Maximální odchylka obou dílů byla 0,6 mm. Jelikož byly funkční plochy s přídavkem na obrábění 1,5 mm následně obráběny, tak se tato přesnost ukázala jako dostatečná.

Při zkoušení prototypu byla zvětšena mezera mezi nátrubky z 10,2 mm na 15,3 mm. Toto řešení umožnilo snadné nasazení těhlice přes oka uniballů, ale za cenu horšího vystředění. Vzniklá vůle mezi nátrubky a uniballem byla vymezena plochými podložkami.

Nesymetrické těhlice mají logicky různou váhu. Při návrhu levé těhlice se podařilo snížit hmotnost na 758 g z původních 1 609 g. Pravou se podařilo odlehčit na 741 g. Tuto hmotnost by bylo možné ještě více snížit při použití vysokopevnostní slitiny.

## 7 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo ověření metodiky návrhu topologicky optimalizovaných dílů. Dřívější práce, ve kterých byla tato metodika vytvořena, se zabývaly návrhem těhlic pro monopost Formule Student. Z tohoto důvodu byly k optimalizaci vybrány přední těhlice pneumobilu Javelin, které potřeboval pneumobil tým odlehčit.

Na základě metodiky a rešerše, která je uvedena v první části této práce, byly navrženy organicky strukturované těhlice. K výrobě metodou SLM posloužil materiál AlSi10Mg, který je hlavním nedostatkem těhlic. Pokud by byla použita pevnější slitina, tak by bylo možné snížit váhu těhlic výrazněji.

Bezpečnost byla ověřena a zaručena pomocí MKP výpočtů, které byly počítány pro dva zátěžné stavy, a to „Brzdění“ a „Průjezd zatáčkou“. Současně s napětovou analýzou proběhla i analýza deformační, která ukázala, že mají těhlice vysokou tuhost.

Problémem se ukázalo zavěšení v uniballech, které muselo být řešeno pomocí plochých podložek. Řešením by mohla být změna typu uniballů, kdy by ložisko vystupovalo nad oko, ve kterém je uchyceno.

Pneumobil tým se zúčastnil s novými těhlicemi závodu v Maďarsku. Během akcelerační disciplíny vozidlo po projetí cílové čáry prudce brzdilo, kdy prakticky došlo k jednomu z počítaných stavů. Těhlice tento stav bez problémů zvládly a ukázaly se tak jako funkční.

## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily. Podvozky*. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009. ISBN 978-80-87143-11-7.
2. PODHORSKÝ, Petr. *Návrh pneumobilu s pneumatickým pohonem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 74 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
3. STODOLÁK, Martin. *Teoretické řešení pneumobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 62 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
4. ZVONÍČEK, Josef. *Návrh předního závěsu kol a úprava řízení závodního pneumobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 55 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Matuš Ranuša.
5. MICHALEC, Michal, Zdeněk PETRŽELA, Martin VALENA a Marek NAVRÁTIL. *Vývoj konstrukce pneumobilu Falcon*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 50 s. Konštrukčný projekt. Vedoucí práce Ing. Matuš Ranuša.
6. SAJDL, Jan. Lichoběžníková náprava. *Autolexicon* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/lichobeznikova-naprava/>.
7. SAJDL, Jan. Příklon rejdového čepu. *Autolexicon* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/priklon-rejdoveho-cepu-s/>.
8. SAJDL, Jan. Záklon rejdové osy a závlek. *Autolexicon* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/zaklon-rejdove-osy-a-zavlek/>.
9. Race tracks 2019. *Pneumobile* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: [https://en.pneumobil.hu/pneumobile\\_2019/downloads/race\\_tracks\\_2019/race\\_tracks\\_2019](https://en.pneumobil.hu/pneumobile_2019/downloads/race_tracks_2019/race_tracks_2019).
10. VAVERKA, Ondřej. *Optimalizace těhlice Formule Student pro výrobu SLM technologií*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 94 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.
11. MÍŠA, Jiří. *Návrh nosiče zadního kola Formula Student*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 84 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
12. BENDSØE, Martin Philip a Noboru KIKUCHI. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* [online]. 1988, **71**(2), 197-224 [cit. 2019-05-12]. DOI: 10.1016/0045-7825(88)90086-2. ISSN 00457825.

13. WANG, Michael Yu, Xiaoming WANG a Dongming GUO. A level set method for structural topology optimization. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* [online]. 2003, **192**(1-2), 227-246 [cit. 2019-05-12]. DOI: 10.1016/S0045-7825(02)00559-5. ISSN 00457825.
14. XIE, Y.M. a G.P. STEVEN. *A simple evolutionary procedure for structural optimization* [online]. 1993, **49**(5), 885-896 [cit. 2019-05-12]. DOI: 10.1016/0045-7949(93)90035-C. ISSN 00457949.
15. JACKOWSKA-STRUMILLO, L., J. SOKOLOWSKI a A. ZOCHOWSKI. The topological derivative method in shape optimization. *Proceedings of the 38th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No.99CH36304)* [online]. IEEE, 1999, 674-679 [cit. 2019-05-12]. DOI: 10.1109/CDC.1999.832864. ISBN 0-7803-5250-5.
16. BOURDIN, Blaise a Antonin CHAMBOLLE. Design-dependent loads in topology optimization. *ESAIM: Control, Optimisation and Calculus of Variations* [online]. 2003, **9**, 19-48 [cit. 2019-05-12]. DOI: 10.1051/cocv:2002070. ISSN 1292-8119.
17. SIGMUND, Ole a Kurt MAUTE. Topology optimization approaches. *Structural and Multidisciplinary Optimization* [online]. 2013, **48**(6), 1031-1055 [cit. 2019-05-12]. DOI: 10.1007/s00158-013-0978-6. ISSN 1615-147X.
18. KOPŘIVA, Lubomír.: *Optimalizace žebra v křídle letounu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 55 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
19. 3D TISK SLM: SLM – Selective Laser Melting. *3Dlaboratory* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <http://3dlaboratory.cz/rapid-prototyping/>.
20. LOUVIS, Eleftherios, Peter FOX a Christopher J. SUTCLIFFE. Selective laser melting of aluminium components. *Journal of Materials Processing Technology* [online]. 2011, **211**(2), 275-284 [cit. 2019-05-12]. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2010.09.019. ISSN 09240136.
21. SLM® 280 2.0. *SLM Solutions* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.slm-solutions.com/products/machines/slmr280-20/>.
22. KEMPEN, K., L. THUIS, J. VAN HUMBEECK a J. P. KRUTH. Mechanical Properties of AlSi10Mg Produced by Selective Laser Melting. *Physics Procedia* [online]. 2012, **39**, 439-446 [cit. 2019-05-12]. DOI: 10.1016/j.phpro.2012.10.059. ISSN 18753892.
23. VAVERKA, Ondřej, Daniel KOUTNÝ, Radek VRÁNA, Libor PANTĚLEJEV a David PALOÚŠEK. Effect of heat treatment on mechanical properties and residual stresses in additively manufactured parts. In: *Engineering Mechanics 2018* [online]. Institute of Theoretical and Applied Mechanics of the Czech Academy of Sciences, 2018, **24**, s. 897-900 [cit. 2019-05-12]. ISBN 978-80-86246-88-8. ISSN 1805-8256.

24. What is Evolve? *SolidThinking* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://solidthinking.com/product/evolve/>.
25. BLAU, P. J. *ASM Handbook, Volume 18 – Friction, Lubrication and Wear Technology*. 2. vyd. Metals Park: ASM International, 1992. 942 s. ISBN 0-87170-380-7.
26. Dimension 1200es: Think in 3D and give your ideas new dimension. In: *STRATASYS* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: [http://usglobalimages.stratasys.com/Main/Files/Machine\\_Spec\\_Sheets/PSS\\_FDM\\_Dim1200es.pdf](http://usglobalimages.stratasys.com/Main/Files/Machine_Spec_Sheets/PSS_FDM_Dim1200es.pdf).
27. AHN, Sung-Hoon, Michael MONTERO, Dan ODELL, Shad ROUNDY a Paul K. WRIGHT. Anisotropic material properties of fused deposition modeling ABS. *Rapid Prototyping Journal* [online]. 2002, **8**(4), 248-257 [cit. 2019-05-12]. DOI: 10.1108/13552540210441166. ISSN 1355-2546.
28. ATOS Triple Scan – Industrial Optical 3D Digitizer. *GOM* [online]. [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.gom.com/metrology-systems/atos/atos-triple-scan.html>.

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

$B$	[N]	původní brzdná síla
$B_B$	[N]	brzdná síla
$B_{Bx}$	[N]	složka brzdné síly $B_B$ ve směru osy $x$
$B_{By}$	[N]	složka brzdné síly $B_B$ ve směru osy $y$
$K$	[N]	klopná síla
$Z$	[N]	síla od vozovky
$d_B$	[mm]	průměr brzdového kotouče
$d_k$	[mm]	průměr kola
$E$	[GPa]	Youngův modul
$f$	[-]	koeficient statického tření
$Re$	[MPa]	mez kluzu
$\alpha$	[°]	úhel odklonu síly $B_B$ od osy $y$
$\sigma$	[°]	příklon rejdové osy
$\tau$	[°]	záklon rejdové osy
$\mu$	[-]	Poissonovo číslo
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota
$X, Y, Z$	[mm]	souřadnice souřadného systému
$x, y, z$		osy souřadného systému

3D	tří dimenzionální
ABS	Acrylonitrile Butadiene Styrene
CAD	Computer Aided Design
CNC	Computer Numerical Control
ESO	Evolutionary Structural Optimization
FDM	Fused Deposition Modeling
FEM	Finite Element Method
LED	Light-Emitting Diode
MKP	metoda konečných prvků
OS	operační systém
polyNURBS	poly Non Uniform Rational B-Spline
RAM	Random Access Memory
SIMP	Solid Isotropic Microstructure with Penalization
SLM	Selective Laser Melting
STEP	Standard for the Exchange of Product Model Data
STL	Stereolithography
TU	Technical University
ÚK	Ústav konstruování
VUT	Vysoké učení technické



## 10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

<b>obr. 2-1</b>	Kinematické schéma lichoběžníkové nápravy, P je okamžitý bod klopení kola, S je bod klopení karoserie [6]. .....	15
<b>obr. 2-2</b>	Geometrie nápravy: a) příklon rejdové osy $\sigma$ [7]; b) záklon rejdové osy $\tau$ [8, upraveno]. .....	15
<b>obr. 2-3</b>	CAD model původní levé těhlice.....	16
<b>obr. 2-4</b>	Schéma aditivní výroby metodou SLM [20, upraveno]. .....	20
<b>obr. 2-5</b>	Tiskárna SLM 280 HL v laboratoři na Ústavu konstruování. ....	21
<b>obr. 4-1</b>	Návrhový prostor pro díl (oranžově) společně s ponechanými součástmi. ....	24
<b>obr. 4-2</b>	Nastavení kontaktů v prostředí SolidThinking Inspire. Zelené plochy představují kontakt typu <i>Contacting</i> , modré jsou <i>Bonded</i> .....	25
<b>obr. 4-3</b>	Zobrazení zatížení: a) reakční síly v místě kontaktu kola s vozovkou; b) síly aplikované v místě jejich reálného působení. ....	26
<b>obr. 4-4</b>	Varianty první iterace topologické optimalizace: a) maximální tuhost; b) minimální hmotnost. ....	28
<b>obr. 4-5</b>	Vyhlazený výsledek první optimalizace. ....	29
<b>obr. 4-6</b>	Výsledek druhé iterace topologické optimalizace. ....	30
<b>obr. 4-7</b>	Model vytvořený pomocí funkce polyNURBS (oranžově) překrytý optimalizovanými daty (hnědě). ....	31
<b>obr. 4-8</b>	Koncepty ramene řízení: a) zachování původního ocelového plechu; b) rameno integrováno do dílu těhlice .....	32
<b>obr. 4-9</b>	Rozložení napětí při zátěžných stavech: a) průjezd zatáčkou; b) brzdění. ...	34
<b>obr. 4-10</b>	Deformace vzniklé při zátěžných stavech: a) průjezd zatáčkou; b) brzdění. ....	35
<b>obr. 4-11</b>	Vytištěný prototyp na stavební platformě. ....	36
<b>obr. 4-12</b>	Namontovaný prototyp na vozidle.....	37
<b>obr. 5-1</b>	Výsledný návrh levé těhlice. ....	38
<b>obr. 5-2</b>	Výsledky MKP analýzy zátěžného stavu „Průjezd zatáčkou“: a) rozložení napětí; b) deformace. ....	41
<b>obr. 5-3</b>	Výsledky MKP analýzy zátěžného stavu „Brzdění“: a) rozložení napětí; b) deformace.....	42

<b>obr. 5-4</b>	Kontrola vzpěrné stability: a) síla směřující od vozidla; b) síla směřující k vozidlu. ....	42
<b>obr. 5-5</b>	Finální návrh pravé těhlice. ....	43
<b>obr. 5-6</b>	Výsledky MKP analýzy zátěžného stavu „Brzdění“: a) rozložení napětí; b) deformace. ....	44
<b>obr. 5-7</b>	Výsledky MKP analýzy zátěžného stavu „Průjezd zatáčkou“: a) rozložení napětí; b) deformace. ....	45
<b>obr. 5-8</b>	Porovnání CAD modelu levé těhlice s daty získanými optickou digitalizací. ....	47
<b>obr. 5-9</b>	Porovnání CAD modelu pravé těhlice s daty získanými optickou digitalizací. ....	47
<b>obr. 5-10</b>	Levá těhlice umístěná na obráběcím přípravku. Lze vidět terčíky použité při optické digitalizaci. ....	48
<b>obr. 5-11</b>	Vryp vzniklý při obrábění pravé těhlice. ....	48

## 11 SEZNAM TABULEK

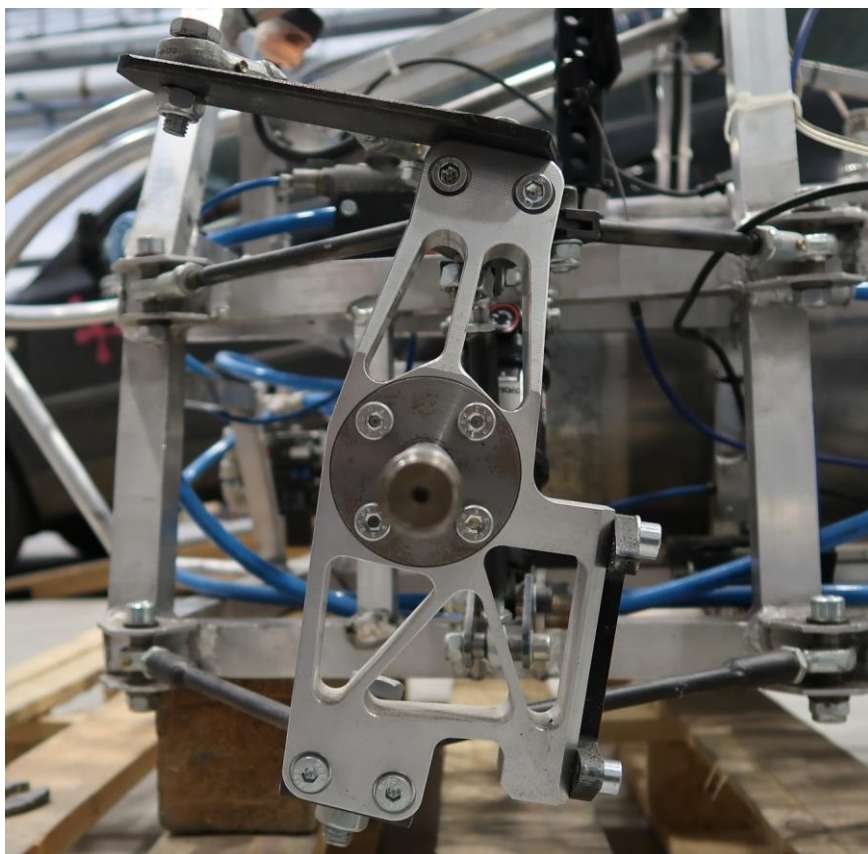
<b>tab. 2-1</b>	Mechanické vlastnosti slitiny AlSi10Mg [22]. .....	22
<b>tab. 4-1</b>	Zátěžné stavy a působící síly.....	27
<b>tab. 4-2</b>	Souřadnice působišť sil. ....	28
<b>tab. 4-3</b>	Koeficienty statického tření [25]. ....	33

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

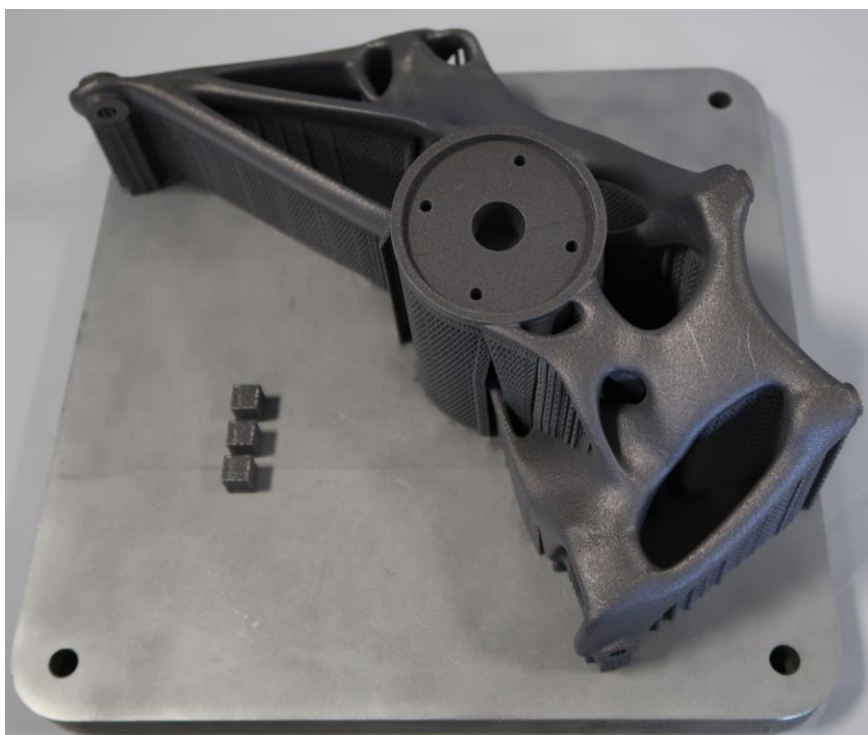
Příloha 1: Fotodokumentace

Příloha 2: Výkresová dokumentace

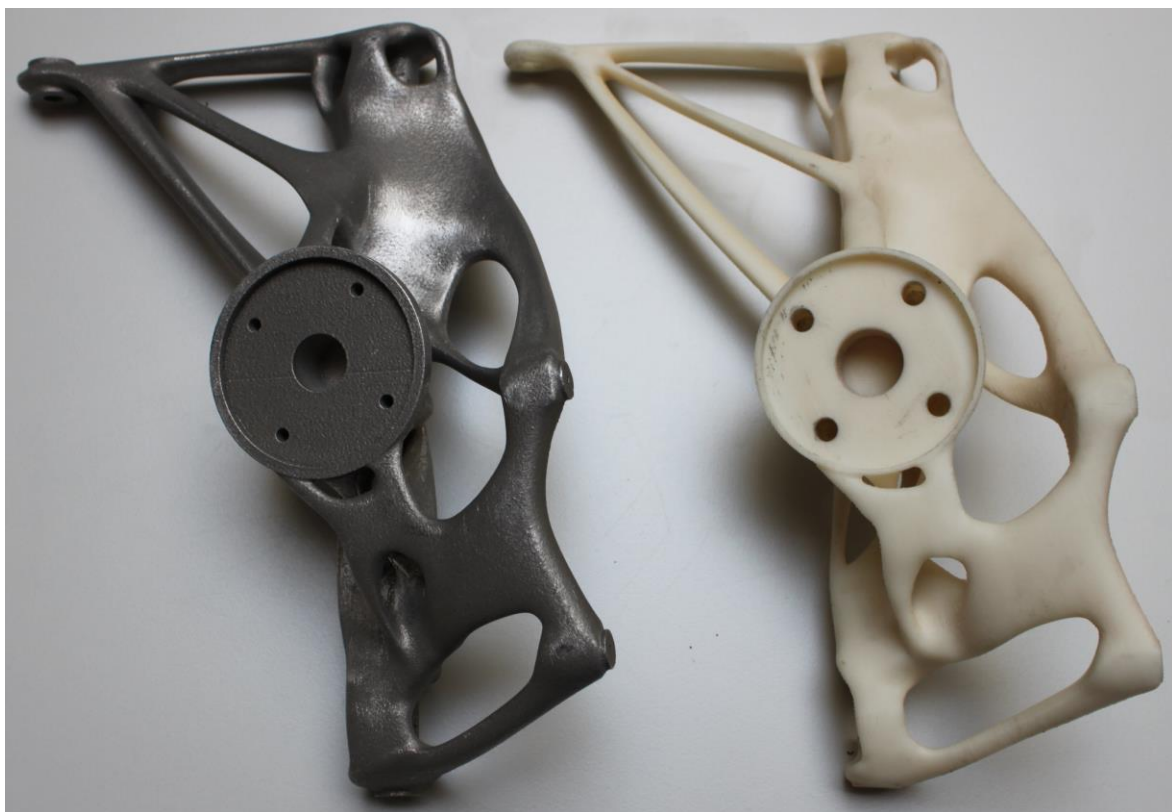
## FOTODOKUMENTACE



Původní levá těhlice.



Vytištěná levá těhlice na stavební platformě.



Porovnání plastového prototypu a neobrobeného dílu.

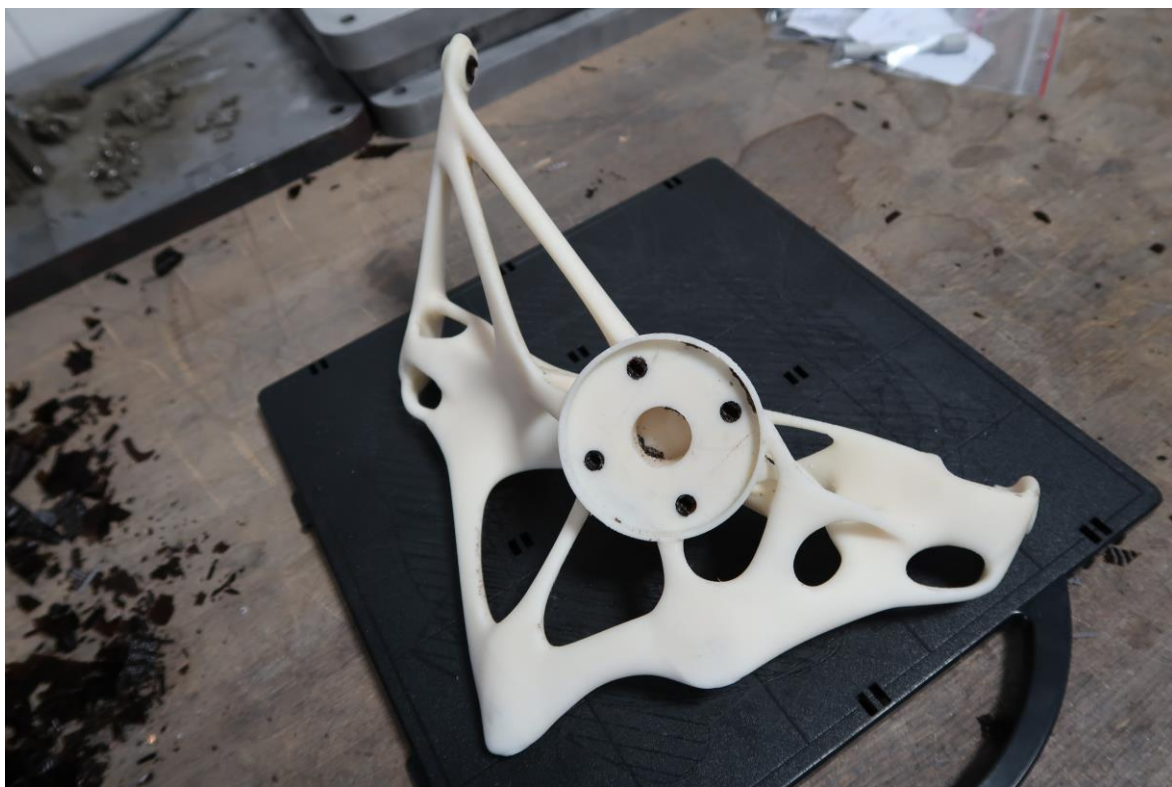




Levá těhlice.

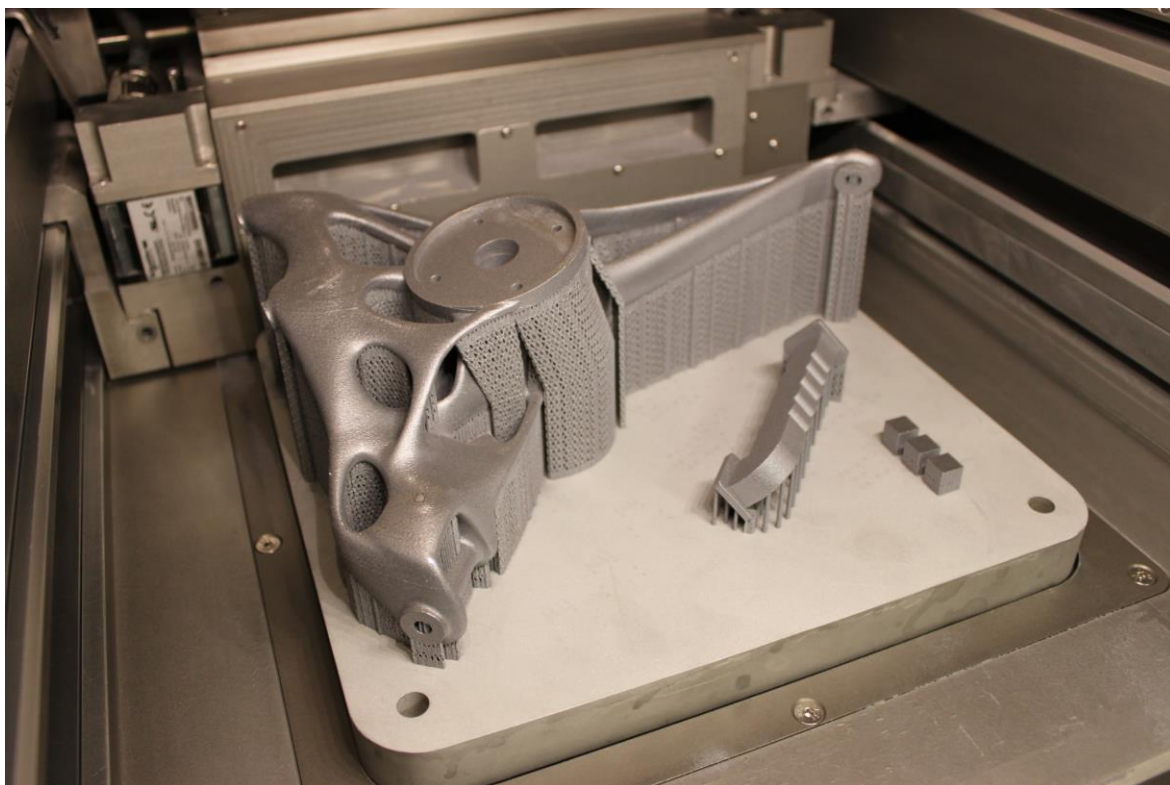


Neočištěný prototyp pravé těhlice.

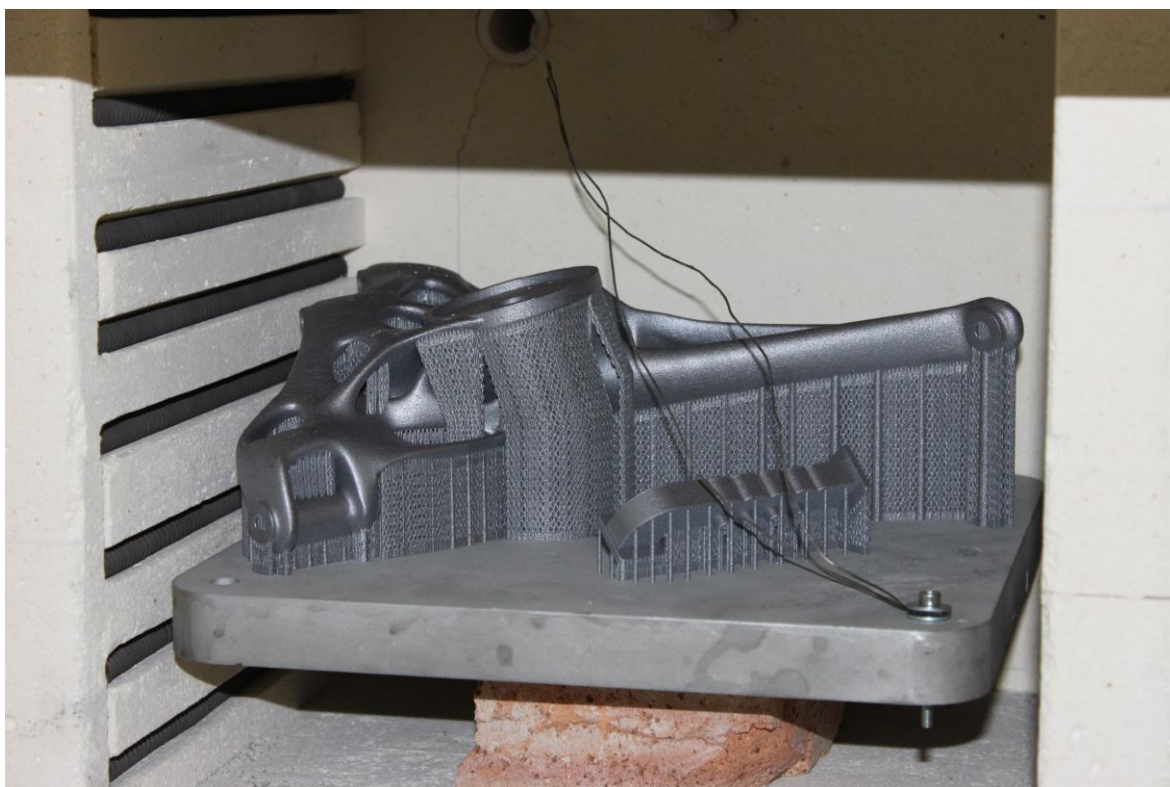


Očištěný prototyp.

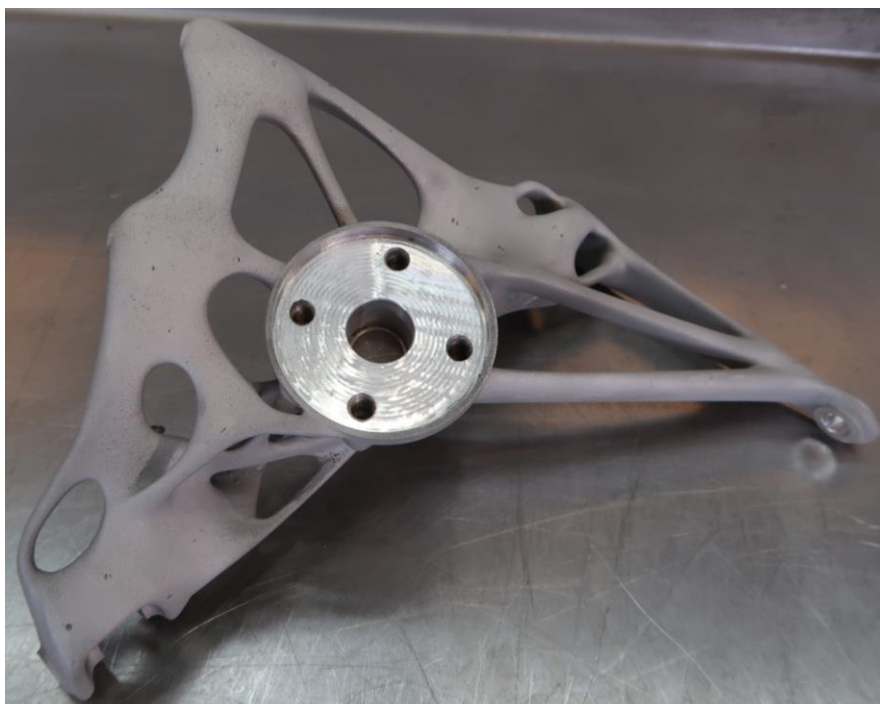




Pravá těhlice ve stroji po odstranění přebytečného prášku.



Tepelné zpracování.



Pravá těhlice.





Namontované těhlice na pneumobilu.